



Pohon vleku vodního lyžování

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: Ladislav Lelek
Vedoucí práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.





Water-ski lift actuator

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering
Author: **Ladislav Lelek**
Supervisor: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ladislav Lelek**

Osobní číslo: **S13000615**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon vleku vodního lyžování**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte kompletní pohonný systém vleku vodního lyžování o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 400 ot./min s redukcí otáček na polovinu. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

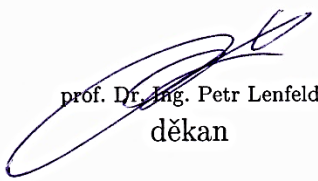
1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

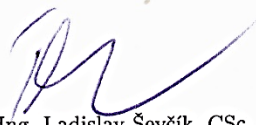
- [1] Pešík, L. *Části strojů. 1. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L. *Části strojů. 2. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec, V. *Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica, I. *Současné trendy v obrábění ozubených kol.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J. a P. Vávra *Strojnické tabulky.* Albra: Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.* Skriptum TU Liberec: Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL
- [11] www firemní stránky výrobců zařízení

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů
Konzultant bakalářské práce: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2016
Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2017


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2016

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Berunavědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat Ing. Rudolfu Martonkovi, Ph.D. za jeho odborné vedení při tvorbě práce, věcné rady, ale i kritiku. Dále bych chtěl poděkovat všem vyučujícím na TU v Liberci, kteří mě doposud provedli studiem bakalářského programu na univerzitě. Mé velké díky patří také rodině, která mě podporovala po celou dobu mého studia.

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na návrh pohonné jednotky vleku vodního lyžování. První část práce je zaměřena na rešerši, ve které jsou popsány a rozděleny typy lanovek a vleků. Následuje popis vleků na vodní sporty. Druhá část práce je zaměřena na vlastní návrh a konstrukci pohonné jednotky. V této části jsou popsány a spočítány volené a navrhované komponenty. Součástí práce jsou také CAD modely a výkresová dokumentace pohonu.

Klíčová slova

převodovka, konstrukce, návrh, vlek, ozubená kola, hřídele, ložiska, řemenový převod, vodní lyžování, pohon

Annotation

This bachelor thesis focuses on the design of the water-ski actuator. The first part of the thesis reviews different types of cableways and tows. It is followed by description of water sports tows. After that, it presents the design and construction of the actuator. Moreover, selected and designed components are described and calculated here. The thesis also includes CAD models and drawings of the actuator.

Key words

gearbox, construction, design, tow, gears, shafts, bearings, belt drive, water skiing, actuator

Obsah

OBSAH	8
POUŽITÉ ZNAČENÍ.....	10
SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ	17
1 ÚVOD.....	21
2 CÍL PRÁCE.....	21
3 LANOVÉ DRÁHY A VLEKY – ROZDĚLENÍ	22
3.1 Vleky vodního lyžování a vodní lyžování	22
3.1.1 Velký vlek (Full size cable)	23
3.1.2 Malý vlek	25
4 VLASTNÍ NÁVRH POHONNÉ JEDNOTKY	27
4.1 Výběr elektromotoru	28
4.2 Volení převodových stupňů	31
4.3 Řemenový převod	32
4.4 Výpočet základních parametrů převodovky	35
4.4.1 Převodové poměry	35
4.4.2 Otáčky převodovky.....	36
4.4.3 Krouticí momenty.....	36
4.5 Čelní soukolí se šikmými zuby A.....	36
4.5.1 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby A	37
4.5.2 Geometrie soukolí A.....	37
4.5.3 Silové poměry soukolí A.....	39
4.5.4 Kontrola ozubení soukolí A.....	40
4.6 Čelní soukolí se šikmými zuby B.....	41
4.6.1 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby B	41
4.6.2 Geometrie soukolí B.....	41
4.6.3 Silové poměry soukolí B.....	42
4.6.4 Kontrola ozubení soukolí B.....	42
4.7 Kuželové soukolí se šikmými zuby	43
4.7.1 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby	43
4.7.2 Geometrie kuželového soukolí	43
4.7.3 Silové poměry kuželového soukolí	46

4.7.4	Kontrola ozubení kuželového soukolí se šikmými zuby	47
4.8	Výpočet napnutí lana vleku	47
4.9	Hřídele	50
4.9.1	Vstupní hřídel	50
4.9.2	Předlohový hřídel	56
4.9.3	Výstupní hřídel z převodovky	61
4.9.4	Hřídel uložená v rámu	66
4.10	Kontrola ložisek.....	72
4.10.1	Ložiska na vstupní hřídel.....	72
4.10.2	Ložiska na předlohové hřídeli.....	73
4.10.3	Ložiska na výstupní hřídeli z převodovky	74
4.10.4	Ložiska na hřídeli uložené v rámu	75
4.11	Kontrola spojení hřídele s nábojem	76
4.11.1	Spojení pery	76
4.11.2	Spojení drážkováním.....	78
4.12	Převodová skříň	80
4.13	Rám.....	81
4.14	Využití vleku.....	82
5	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	82
6	ZÁVĚR.....	84
7	CITOVANÁ LITERATURA	86

Použité značení

Značka	Význam	Jednotka
a	osová vzdálenost	mm
a_n'	virtuální osová vzdálenost	mm
b	šířka ozubení	mm
b_L	šířka lyže	mm
b_p	šířka pera	mm
C	dynamická únosnost	kN
c^*	součinitel zaoblení paty zubu	-
C_0	statická únosnost	kN
C_1	opravný součinitel délky	-
C_2	koeficient provozního faktoru	-
C_4	opravný součinitel zubů v záběru	-
C_b	koeficient pro volbu šířky řemene	-
C_d	skutečná osová vzdálenost	mm
C_n	jmenovitá osová vzdálenost	mm
d	průměr hlavové kružnice	mm
d_{ae}	průměr vnější hlavové kružnice	mm
d_{am}	průměr střední hlavové kružnice	mm
d_{an}'	virtuální hlavový průměr	mm
d_b	průměr základní kružnice	mm
d_{bn}'	virtuální základní průměr	mm
d_e	průměr vnější roztečné kružnice	mm
d_f	průměr patní kružnice	mm
d_{fe}	průměr vnější patní kružnice	mm
d_{fm}	průměr střední patní kružnice	mm
d_k	průměr kola	mm
d_m	průměr střední roztečné kružnice	mm
d_n'	virtuální roztečný průměr	mm
D_s	střední průměr drážkování	mm
e	výpočtový součinitel	-
F	síla na pero	N
f	sražení hran	mm

f'	účinná plocha drážky	mm^2
f_0	frekvence provozních ohybových kmitů řemene	s^{-1}
F_a	axiální síla	N
F_{cx}	výsledná síla proti pohybu na obou lyžích ve směru x	N
F_{cy}	výsledná síla proti pohybu na obou lyžích ve směru y	N
F_{dR}	síla působící na hřidel od obvodové síly	N
f_F	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	-
f_H	pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	-
F_h	horizontální síla	N
$F_{h1}(F_{h2})$	dynamická síla	N
F_o	obvodová síla vyvozená krouticím momentem	N
f_o	koeficient zatížení ložiska	-
F_{oAL}	obvodová síla hnacího kola, v záběru soukolí A	N
F_r	radiální síla	N
F_s	síla napnutí lana	N
F_t	tečná síla	N
F_{t1}	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení	N
$F_{tř}$	třecí síla mezi lyží a hladinou	N
F_v	vertikální síla v laně	N
F_{vR}	výsledná síla působící na hřidel	N
F_x	výsledná síla proti pohybu na jedné lyži ve směru x	N
F_y	výsledná síla proti pohybu na jedné lyži ve směru y	N
h	výška pera	mm
h_a	výška hlavy zubu	mm
h_a^*	součinitel výšky hlavy zubu	-
h_{ae}	výška hlavy zubu na vnějším poloměru	mm
h_e	výška zubu na vnějším poloměru	mm
h_f	výška paty zubu	mm
h_{fe}	výška paty zubu na vnějším poloměru	mm
h_L	hloubka ponoření lyže	m
i_{cA}	celkový převodový poměr	-
i_{cB}	celkový redukovaný převodový poměr	-

$i_{\varepsilon A}$	převodový poměr soukolí A	-
$i_{\varepsilon B}$	převodový poměr soukolí B	-
i_k	převodový poměr kuželového soukolí	-
i_f	převodový poměr řemene	-
K	pomocný koeficient pro výpočet skutečné osové vzdálenosti	-
k	bezpečnost	-
k_0	koeficient tření pro rovnou hladkou plochu	-
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	-
K_{AS}	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	-
K_F	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	-
K_H	součinitel přídavných zatížení (pro dotyk)	-
K_{Hv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	-
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	-
L	délka lana mezi sloupy	m
l	délka drážkování	mm
L_d	skutečná délka řemenu	mm
L_{h10}	životnost ložiska v hodinách	hod
L_i	životnost	hod
L_L	délka ponořené lyže	m
L_p	vztažná délka řemenu	mm
l_p	účinná délka pera	mm
m	modul evolventního drážkování	mm
MIA	minimální přídavek pro montáž	mm
M_{k1}	krouticí moment přenášený vstupní hřídelí	Nm
M_{k2A}	krouticí moment přenášený předlohou hřídelí	Nm
M_{k2B}	redukovaný krouticí moment přenášený předlohou hřídelí	Nm
M_{k3A}	krouticí moment přenášený výstupní hřídelí	Nm
M_{k3B}	redukovaný krouticí moment přenášený výstupní hřídelí	Nm

M_{k4A}	krouticí moment přenášený hřídelí uloženou v rámu	Nm
M_{k4B}	reduk. krouticí moment přenášený hřídelí uloženou v rámu	Nm
m_L	měrná hmotnost lana	kg/m
m_n	normálový modul	mm
m_{ne}	normálový modul na vnějším průměru	mm
m_{nm}	normálový modul na středním průměru	mm
M_o	ohybový moment	Nm
m_t	čelní modul	mm
MTA	minimální přídavek pro napnutí	mm
m_{te}	tečným modul na externím průměru	mm
m_{tm}	tečný modul na středním průměru	mm
N	počet drážek	-
n_1	vstupní otáčky	min ⁻¹
n_{2A}	otáčky předlohové hřídele	min ⁻¹
n_{2B}	redukované otáčky předlohové hřídele	min ⁻¹
n_{3A}	otáčky výstupní hřídele z převodovky	min ⁻¹
n_{3B}	redukované otáčky výstupní hřídele z převodovky	min ⁻¹
n_{4A}	výstupní otáčky	min ⁻¹
n_{4B}	výstupní redukované otáčky	min ⁻¹
n_m	střední otáčky	min ⁻¹
N_o	teoretický počet tažených osob	-
p	napětí v tlaku	MPa
P_1	vstupní výkon	kW
P_2	výkon přenášený předlohovou hřídelí	kW
P_3	výkon přenášený výstupní hřídelí převodovky	kW
P_4	výkon přenášený hřídelí uloženou v rámu	kW
P_b	minimální jmenovitý potřebný výkon	kW
P_{corr}	opravený jmenovitý výkon	kW
P_d	návrhový výkon	kW
p_d	dovolené napětí v tlaku	MPa
P_m	střední zatížení ložiska	kN
p_n	normálová rozteč	mm
p_{nb}	základní rozteč v normálové rovině	mm

p_{nm}	rozteč v normálové rovině na středním průměru	mm
p_f	rozteč zubů řemenu	mm
p_t	koefficient tvaru tělíska	-
p_{tb}	základní rozteč v čelní rovině	mm
p_{tm}	rozteč v čelní rovině na středním průměru	mm
p_{tmb}	základní rozteč v čelní rovině na středním průměru	mm
q	součinitel vrubové citlivosti	-
q_1, q_2	dílčí součinitel vrubové citlivosti	-
q_A	časový podíl zařazení soukolí A	%
q_B	časový podíl zařazení soukolí B	%
r	poloměr	mm
R_{1A}	reakce v místě 1, v záběru soukolí A	N
R_{1B}	reakce v místě 1, v záběru soukolí B	N
R_{2A}	reakce v místě 2, v záběru soukolí A	N
R_{2B}	reakce v místě 2, v záběru soukolí B	N
R_e	délka površky vnějšího roztečného kužele	mm
R_{ey}	reynoldsovo číslo	-
R_i	délka površky vnitřního roztečného kužele	mm
R_m	délka površky středního roztečného kužele	mm
r_n	poloměr rozteční kružnice náhradního kola	mm
S_F	hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
S_f	nosný průřez lana	mm ²
S_H	hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	-
T_1	napnutí tažné větve	N
T_2	napnutí volné větve	N
T_c	odstředivá síla	N
T_{IM}	počet zubů v záběru	-
T_{new}	montážní napnutí nového řemene	N
T_{pu}	tahová síla řemene	N
T_{used}	montážní napnutí použitého řemene	N
T_{vr}	výsledná síla na hřídel	N

v	rychlost řemenu	m/s
V_{HV}	tvrdost povrchu (boku) zubu	HV
v_{o4A}	obvodová rychlost hnacího kola, v záběru soukolí A	km/h
W_{max}	maximální dovolený průhyb lana	mm
W_o	modul pružnosti v ohybu	mm ³
X	koeficient zatížení radiální silou	-
x_m	posunutí základního profilu	mm
Y	koeficient zatížení axiální silou	-
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
Y_{β}	součinitel sklonu zubu	-
Y_{ε}	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	-
z_1	počet zubů 1. kola	-
z_2	počet zubů 2. kola	-
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálů	-
Z_H	součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	-
z_n'	počet zubů virtuálního kola	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	-
z_v	počet zubů náhradního kola	-
Z_{ε}	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-
α	součinitel tvaru vrubu	-
α_n	záběrový úhel v normálové rovině	°
α_o	úhel opásání	°
α_t	čelní záběrový úhel	°
α_{tK}	čelní záběrový úhel kuželového soukolí	°
β	úhel sklonu zubů	°
β_e	úhel sklonu zubů na vnějším průměru	°
β_{mK}	úhel sklonu zubů na středním průměru kuželového soukolí	°
β_v	součinitel vrubu	-
γ	spojité zatížení	N/m
δ	poloviční vrcholové úhly roztečných kuželů	°
ε	součinitel záběru	-
ε_{α}	součinitel záběru profilu	-
ε_{β}	součinitel záběru kroku	-

η	součinitel jakosti povrchu	-
η_f	účinnost řemenu	%
η_s	účinnost soukolí	%
ν	součinitel velikosti	-
ν_v	kinematická viskozita vody	m ² /s
ρ	hustota vody	kg/m ³
σ_{OC}^*	vrubová mez únavy v ohybu	MPa
σ_a	amplitudové napětí	MPa
σ_e	mez pružnosti v tahu	Mpa
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu materiálu kola	MPa
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly Ft1	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (síla Ft1)	MPa
σ_{FSt}	pevnost v ohybu při největším zatížení	MPa
σ_H	napětí v dotyku	MPa
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku materiálu ozubeného kola	MPa
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly Ft1	MPa
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení	MPa
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	MPa
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou Ft1	MPa
σ_L	pevnost lana	MPa
σ_m	mez pevnosti v tahu	MPa
σ_{OC}	mez únavy v ohybu	MPa
τ	napětí ve smyku	MPa
τ_d	dovolené napětí ve smyku	MPa
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	MPa
τ_k	napětí v krutu	MPa
τ_{kl}	mez kluzu v krutu	MPa
ψ	výpočtový součinitel závislý na modulu drážkování	-
ω_{4A}	úhlová rychlost na hřídeli uložené v rámu	rad/s

Seznam tabulek a obrázků

Tabulka 1: Zadané a zvolené hodnoty pohonu	21
Tabulka 2: Zadané a zvolené hodnoty pro výpočet potřebného výkonu	29
Tabulka 3: Zadané parametry pro návrh řemene	32
Tabulka 4: Zvolené převodové poměry	35
Tabulka 5: Vypočtené otáčky hřídelí.....	36
Tabulka 6: Přenášené výkony	36
Tabulka 7: Krouticí momenty	36
Tabulka 8: Zadané parametry pro výpočet geometrie soukolí A.....	37
Tabulka 9: Volené koeficienty a výpočtové hodnoty pro návrh soukolí B	41
Tabulka 10: Návrh modulu soukolí B.....	41
Tabulka 11: Zadané parametry pro výpočet geometrie soukolí B.....	41
Tabulka 12: Vypočtená geometrie soukolí	42
Tabulka 13: Silové poměry soukolí B	42
Tabulka 14: Volené koeficienty pro kontrolu soukolí B	42
Tabulka 15: Vypočtené hodnoty při kontrole soukolí B.....	42
Tabulka 16: Volené koeficienty a výpočtové hodnoty pro návrh kuželového soukolí ..	43
Tabulka 17: Návrh modulu kuželového soukolí.....	43
Tabulka 18: Zadané parametry pro výpočet geometrie kuželového soukolí	43
Tabulka 19: Volené koeficienty pro kontrolu kuželového soukolí.....	47
Tabulka 20: Vypočtené hodnoty při kontrole kuželového soukolí.....	47
Tabulka 21: Zadané parametry pro napnutí lana	48
Tabulka 22: Zadané hodnoty pro návrh vstupní hřídele	50
Tabulka 23: Síly v 1. kole čelního soukolí B.....	51
Tabulka 24: Síly v 1. kole čelního soukolí A	53
Tabulka 25: Zadané hodnoty a zvolené koeficienty pro kontrolu vstupní hřídele	55
Tabulka 26: Zadané hodnoty pro návrh předlokové hřídele.....	56
Tabulka 27: Síly v 2. kole čelního soukolí B.....	56
Tabulka 28: Síly v pastorku kuželového soukolí, v záběru čelní soukolí B.....	56
Tabulka 29: Síly v 2. kole čelního soukolí A	58
Tabulka 30: Síly v pastorku kuželového soukolí, v záběru soukolí A	58
Tabulka 31: Zadané hodnoty a zvolené koeficienty pro kontrolu předlokové hřídele ...	61

Tabulka 32: Hodnoty vypočtené při kontrole předlohového hřídele	61
Tabulka 33: Zadané hodnoty pro návrh výstupní hřídele	61
Tabulka 34: Síly v 2. kole kuželového soukolí a síla od řemenu, v záběru soukolí B ...	62
Tabulka 35: Síly v 2. kole kuželového soukolí a síla od řemenu, v záběru soukolí A ...	64
Tabulka 36: Reakce v ložiscích na výstupní hřídeli, rovina XZ, v záběru soukolí A	64
Tabulka 37: Reakce v ložiscích na výstupní hřídeli, rovina YZ, v záběru soukolí A	65
Tabulka 38: Celkové reakce v ložiscích na výstupní hřídeli, v záběru soukolí A	65
Tabulka 39: Zadané hodnoty a zvolené koeficienty pro kontrolu výstupního hřídele ...	66
Tabulka 40: Hodnoty vypočtené při kontrole výstupního hřídele	66
Tabulka 41: Zadané hodnoty pro návrh hřídele uložené v rámu	66
Tabulka 42: Síly v 2. řemenici a v hnacím kole vleku, v záběru soukolí B	67
Tabulka 43: Síly v 2. řemenici a v hnacím kole vleku, v záběru soukolí A	68
Tabulka 44: Celkové reakce v lož. na hřídeli uložené v rámu, v záběru soukolí A	68
Tabulka 45: Zadané hodnoty a zvolené koef. pro kontrolu hřídele uloženého v rámu ..	69
Tabulka 46: Hodnoty vypočtené při kontrole hřídele uloženého v rámu	69
Tabulka 47: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. vodícího ložiska na vstupní hřídeli ...	72
Tabulka 48: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. volného ložiska na vstupní hřídeli	73
Tabulka 49: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. vodícího lož. na předloh. hřídeli	73
Tabulka 50: Vypočtené hodnoty pro axiálně vodící ložisko na předlohové hřídeli	74
Tabulka 51: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. volného lož. na předlohové hřídeli....	74
Tabulka 52: Vypočtené hodnoty pro axiálně volné ložisko na předlohové hřídeli	74
Tabulka 53: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. vodícího lož. na výstupní hřídeli.....	74
Tabulka 54: Vypočtené hodnoty pro axiálně vodící ložisko na výstupní hřídeli	74
Tabulka 55: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. volného lož. na výstupní hřídeli.....	75
Tabulka 56: Vypočtené hodnoty pro axiálně volné ložisko na výstupní hřídeli	75
Tabulka 57: Hodnoty pro výpočet ax. vodícího lož. na hřídeli uložené v rámu.....	75
Tabulka 58: Vypočtené hodnoty pro ax. vodící ložisko na hřídeli uložené v rámu	75
Tabulka 59: Hodnoty pro výpočet ax. volného lož. na hřídeli uložené v rámu.....	75
Tabulka 60: Vypočtené hodnoty pro axiálně volné ložisko na hřídeli uložené v rámu..	75
Tabulka 61: Parametry pro kontrolu spoje perem (elmag. spojka se vstupní hřídelí)	76
Tabulka 62: Parametry pro kontrolu spoje perem (elmag. spojka s hřídelí motoru)	76
Tabulka 63: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (elmag. spojka s hřídelí motoru) ...	76
Tabulka 64: Parametry kontroly spoje perem (2. kolo soukolí A s předloh. hřídelí)	77
Tabulka 65: Vypočtené hodnoty kontroly spoje perem (2. kolo A s předloh. hřídelí) ...	77

Tabulka 66: Parametry kontroly spoje perem (2. kolo A s předloh. hřídelí).....	77
Tabulka 67: Vypočtené hodnoty kontroly spoje perem (2. kolo B s předloh. hřídelí) ...	77
Tabulka 68: Parametry kontroly spoje perem (1. kužel. kolo s předloh. hřídelí)	77
Tabulka 69: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (1. kužel. kolo s předloh. hřídelí)..	77
Tabulka 70: Parametry kontroly spoje perem (2. kužel. kolo s výstupní hřídelí).....	77
Tabulka 71: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (2. kužel. kolo s výstup. hřídelí) ...	78
Tabulka 72: Parametry pro kontrolu spoje perem (1. řemenice s výstupní hřídelí)	78
Tabulka 73: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (1. řemenice s výstup. hřídelí)	78
Tabulka 74: Parametry kontroly spoje perem (kolo vleku s hřídelí uloř. v rámu)	78
Tabulka 75: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (kolo vleku s hříd. uloř. v rámu)... 78	
Tabulka 76: Parametry pro kontrolu drážkování (synchron se vstupní hřídelí)	78
Tabulka 77: Parametry kontroly drážkování (objímka synchr. s kroužkem synchr.).....	79
Tabulka 78: Vypoč. hod. kontroly drážkování (objímka synchr. s kroužkem synchr.)..	79
Tabulka 79: Parametry kontroly drážkování (2. řemenice s hřídelí uloř. v rámu)	79
Tabulka 80: Ceny nakupovaných součástí.....	83
Tabulka 81: Ceny vleků.....	83
Obrázek 1: Full size cable uspořádání lan ve 2 horizont. rovinách nad sebou [35]	23
Obrázek 2: Sesitec full size cable pohon [39].....	24
Obrázek 3: Sesitec Full size cable trajektorie [36]	24
Obrázek 4: Pohon malého vleku Sesitec System 2.0 HD s lanem ve vertikl. rov. [38] .	25
Obrázek 5: Rixen MASTER BASIC [43].....	26
Obrázek 6: Rixen MASTER SILVER [44]	26
Obrázek 7: Wakemaster WM02 zimní použití [34].....	27
Obrázek 8: Schéma převodovky	28
Obrázek 9: Obvodová síla na hnacím kole vleku	29
Obrázek 10: Síla mezi hladinou a lyží	30
Obrázek 11: Lineární aktuátor SKF CAHB-10 [37].....	31
Obrázek 12: Synchronní spojka.....	32
Obrázek 13: Elektromagnetická spojka MAYR Robatic [40]	32
Obrázek 14: Schéma vleku	48
Obrázek 15: Schéma průhybu lana	48
Obrázek 16: Síly působící na lano	48
Obrázek 17: Silové poměry statické	49

Obrázek 18: Silové poměry dynamické.....	50
Obrázek 19: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí B + ohybový moment, rovina XZ..	51
Obrázek 20: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí B + ohybový moment, rovina YZ..	52
Obrázek 21: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí A + ohybový moment, rovina XZ..	53
Obrázek 22: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí A + ohybový moment, rovina YZ..	54
Obrázek 23: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí B, rovina XZ.....	56
Obrázek 24: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí B, rovina YZ.....	57
Obrázek 25: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí A, rovina XZ	59
Obrázek 26: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí A, rovina YZ	60
Obrázek 27: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí B, rovina XZ	62
Obrázek 28: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí B, rovina YZ	63
Obrázek 29: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí A, rovina XZ	64
Obrázek 30: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí A, rovina YZ	65
Obrázek 31: Hřídel uložený v rámu, v záběru čelní soukolí B.....	67
Obrázek 32: Hřídel uložený v rámu, v záběru čelní soukolí A.....	68
Obrázek 33: Okrajové podmínky a síly ax. volné ložisko	70
Obrázek 34: Okrajové podmínky a síly ax. vodící ložisko.....	70
Obrázek 35: Pohled na síť.....	70
Obrázek 36: Redukované napětí von Mises	71
Obrázek 37: Součinitel bezpečnosti.....	71
Obrázek 38: Kritické místo, von Mises	71
Obrázek 39: Kritické místo, bezpečnost	71
Obrázek 40: 1. návrh převodové skříně	80
Obrázek 41: Další z návrhů převodové skříně.....	80
Obrázek 42: Finální verze převodové skříně	81
Obrázek 43: Pohled na rám ze shora	81
Obrázek 44: Pohled na rám ze spodu.....	81
Obrázek 45: Pohled do převodovky.....	85
Obrázek 46: Pohled na pohonnou jednotku	85

1 Úvod

Návrh konstrukce, modelování a následné ověřování výsledků v praxi. To vše patří mezi každodenní náplň konstruktéra bez ohledu na to, v jakém průmyslovém odvětví se pohybuje. Práce konstruktéra vychází z poznatků nabytých během studia na škole, a hlavně ze zkušeností získaných v praxi. Je jedno, jestli se konstruktér zabývá návrhem jednoduchého dílu, či pracuje na složitém a komplexním projektu. Vždy by měl brát ohled na jednoduchost, funkčnost, ekonomické hledisko a vyrobitelnost dílu. Obzvláště při návrhu konstrukce převodovky, bychom měli těmto pravidlům přikládat velký význam. Návrh převodovky je vcelku složitý proces, v jehož průběhu se konstruktér potýká s velkým množstvím problémů a je jen na něm, jak si s nimi poradí. Během tohoto procesu také může vzniknout velké množství chyb. Záleží jen na vědomostech a zkušenostech konstruktéra, zda se jich vyvaruje úplně, nebo některé z nich neodhalí. Neodhalené chyby se většinou projeví ve fázi výroby anebo až u konečného zákazníka. Podle závažnosti pochybení lze potom daný problém vyřešit jednoduchou úpravou nebo musíme přikročit k zásadnějšímu řešení problému. Výsledný produkt by měl být vhodným kompromisem mezi jeho cenou a požadovanou kvalitou.

2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce bude navrhnout a vymodelovat pohon vleku vodního lyžování. Obsahem práce bude konkrétně návrh a kontrola ozubených kol, hřídelí, ložisek, řemenového nebo řetězového převodu a spojení mezi hřídelí a nábojem. V práci budeme také řešit způsob řazení jednotlivých převodových stupňů, konstrukci převodové skříně a konstrukci svařovaného rámu, na kterém má být převodovka s elektromotorem uložena.

Tabulka 1: Zadané a zvolené hodnoty pohonu

n_1	2880 min^{-1}	P_1	15 kW
n_{4A}	400 min^{-1}	L_i	8000 hod
n_{4b}	200 min^{-1}	q_A	35%
q_B	65%	η_s	96%
η_r	98%		

3 Lanové dráhy a vleky – rozdělení

Lanové dráhy můžeme rozdělit podle účelu, a to na osobní a nákladní. Osobní lanovky slouží k přepravě osob, živých zvířat a zavazadel. Nákladní lanovky se používají například k transportu nerostných surovin ze špatně přístupných dolů a lomů. Taková lanovka funguje například v Černém Dole, kde se těží vápenec. Osobní lanové dráhy se dále dělí na kabinové, sedačkové a pozemní. Kabinovou a sedačkovou lanovou dráhu můžeme najít například ve SkiResortu ČERNÁ HORA-PEC. Dalším druhem vlečných strojů jsou vleky. Ty se dělí na vleky lyžařské a vleky na vodní sporty. Lyžařské vleky asi každý z nás zná, v dnešní době jsou prakticky používány 2 základní druhy, a to talířový teleskopický tzv. poma a bubínkový s unašečem tzv. kotva. Posledním typem jsou vleky kotvičkové, které fungují tak, že lyžař vozí kotvu vždy s sebou a na spodní stanici vleku ji zahákne za lano a v cílové stanici je kotva vyhozena z lana. Tyto vleky jsou však v dnešní době kvůli bezpečnostním předpisům zakázány. Druhou skupinou jsou vleky na vodní sporty nebo také vleky vodního lyžování. U těchto vleků se v zásadě budeme bavit o dvou typech, které se liší svou velikostí. Oba typy budou popsány v dalších kapitolách i s uvedením příkladu od konkrétního výrobce. [1], [2], [3] a [4]

3.1 Vleky vodního lyžování a vodní lyžování

Vleky vodního lyžování, se již jak název napovídá používají pro vlečení osob na lyžích po vodní hladině za účelem zábavy. První vlek vodního lyžování vznikl v 70. letech minulého století v Německu. K jeho vzniku přispělo to, že tažení lyžaře za motorovým člunem bylo velice nákladné a neekologické. S rozšířením těchto vleků se začalo také rozvíjet vodní lyžování. Kvůli tomu se dnes nejedí jen na lyžích, ale i na dalších platformách. Několik základních typů těchto platforem si uvedeme.

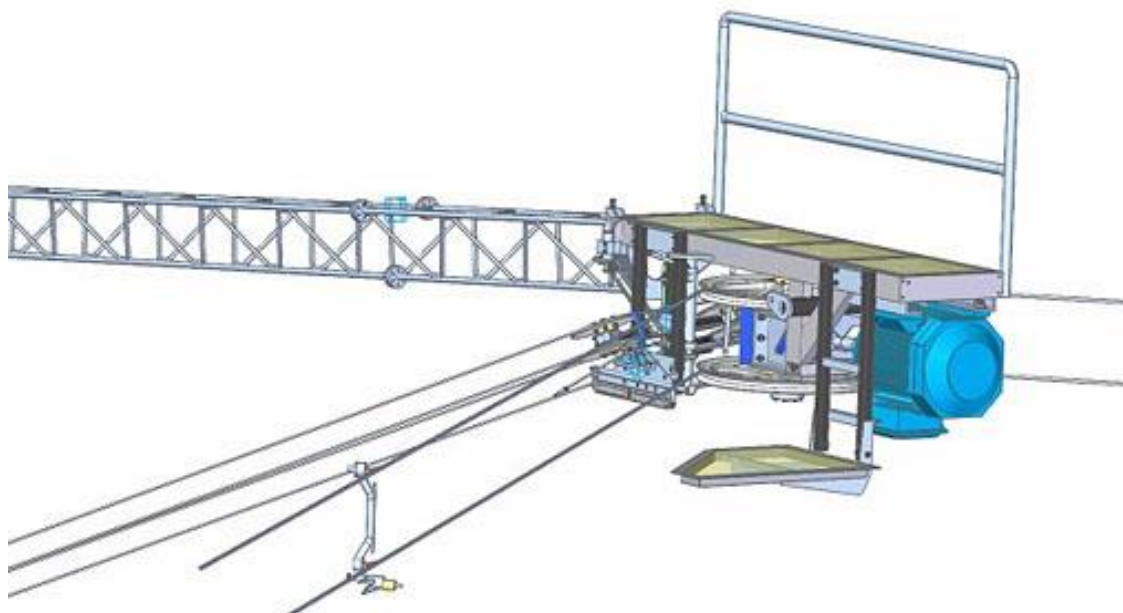
Lyže rozdělujeme na klasické s rovnou nebo konkávní spodní plochou, dále na lyže s duálním V tunelem, shaped lyže, slalomky a trikovky. Dalšími platformami jsou wakeboard a wakeskate. S rozvíjením vleků a lyží také souvisí rozvíjení jízdních stylů a disciplín. Disciplíny, ve kterých se dnes soutěží jsou slalom, triky a skok. Na každou z nich se používají specializované lyže (slalomky, trikovky...). V ČR organizuje závody Český svaz vodního lyžování a wakeboardingu. Vodnímu lyžování se lze věnovat i rekreačně. Pro tento účel nejčastěji slouží lyže s rovnou nebo konkávní spodní plochou.

V dnešní době se na trhu pohybuje několik výrobců vodních vleků. Jednou z takovýchto firem je například firma WAKEMASTER s.r.o., která má sídlo v ČR.

Dalšími firmami jsou Rixen Cableways GmbH a Sesitec GmbH, obě zmíněné firmy sídlí v Německé spolkové Republice. Některé vleky od těchto výrobců si podrobněji popíšeme dále v této práci. Vleky vodního lyžování se nepoužívají jen pro jízdu na vodě, často jsou využívány jako vlečný prostředek lyžařů a snowboardistů ve skiparcích při jízdě přes překážky. Kromě vleků vodního lyžování se pro tažení osob používá i takzvaný naviják. Opět ho lze použít jak na vodní hladinu, tak i na sněh. [5], [6], [7], [8], [9], [10] a [11]

3.1.1 Velký vlek (Full size cable)

Tento typ vleku se používá na rozlehlých vodních plochách a může měřit až 1500 m. V průměru tyto vleky mívají od 600 do 900 m. Lano tohoto vleku je obvykle nataženo mezi 4, 5 nebo 6 sloupů. Jeho průměr se pohybuje okolo 9 mm a pevnost bývá 1960 MPa, tyto parametry se mohou lišit dle výrobce a požadavků na vlek. Pro vleky full size cable je typické použití 2 tažných lan umístěných ve 2 horizontálních rovinách v rozestupu nad sebou. Vhodné je, aby sloupů bylo co nejvíce, jelikož potom je průjezd zatáčkami hladký. Tyto sloupky mohou být umístěny ve vodě nebo i mimo ni. Požadovaná minimální hloubka vody pod dráhou vleku musí být 1 m a ve startovní oblasti 1,2 m. Výkon elektromotoru takovýchto vleků se pohybuje od 30 kW výše a volí se podle délky tratě, počtu tažených osob, požadované rychlosti a dalších aspektů. Na tomto vleku může najednou jezdit většinou okolo 10 osob. Výrobci k těmto vlekům nabízejí různé druhy příslušenství, skoků a překážek. Obecně se tyto vleky staví na zakázku a přímo podle požadavků zákazníka. [4], [12] a [13]



Obrázek 1: Full size cable uspořádání lan ve 2 horizont. rovinách nad sebou [35]

Sesitec full size cable

Sesitec GmbH je německá firma založená roku 1992 zabývající se vývojem, konstrukcí a výrobou vleků vodního lyžování a s tím spojeným příslušenstvím. Spolupracuje také s firmou UNIT Parktech na vývoji a výrobě překážek pro vodní lyžování. Sesitec full size cable je většinou 5 nebo 6 sloupový vlek, na kterém bývá podle počtu sloupů buď 10-12, nebo 12-14 kotev. Může tedy najednou vléct až 14 osob. Použité vlečné lano je speciálně navrženo přímo pro firmu Sesitec, má plastové jádro a průměr 9 mm. Jak popisujeme výše, tak i tento vlek využívá k tažení 2 takováta lana. Z webových stránek výrobce se můžeme dočíst, že vlek určený pro evropský trh využívá 3 fázovou střídavou soustavu o napětí 400 V, frekvenci 50 Hz a je vyžadován příkon 30 kW. Vlek může dosáhnout rychlosti až 45 km/h. Výrobce udává minimální plocha, kde může být vlek postaven, by měla být 80x140 metrů což je o trochu více než 1 hektar. Optimální je však mít vodní plochu o rozloze od 5 do 10 hektarů. Firma Sesitec zajišťuje pro zákazníka kompletní servis služeb od výroby, dodání, instalace, až po zaškolení obsluhy vleku, případně řešení vzniklých závad. [13]



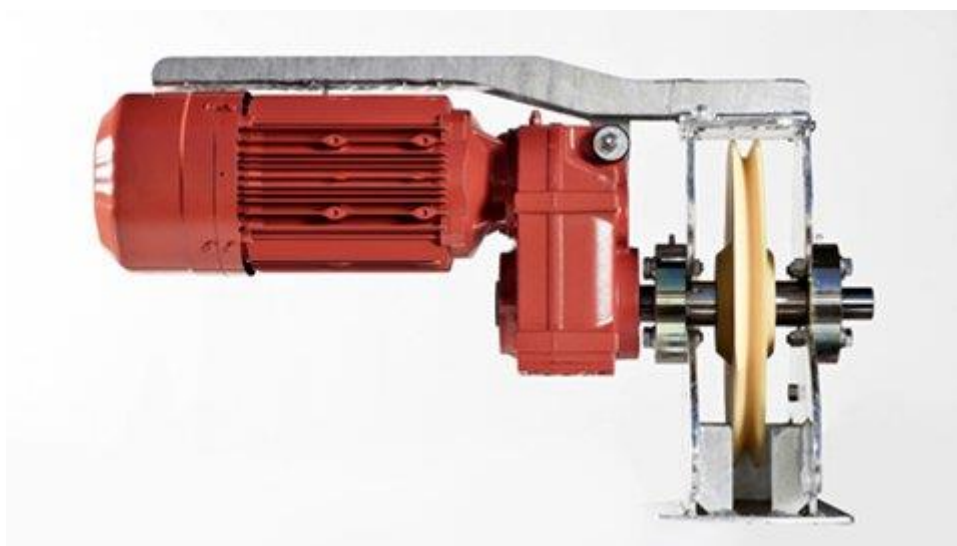
Obrázek 2: Sesitec full size cable pohon [39]



Obrázek 3: Sesitec Full size cable trajektorie [36]

3.1.2 Malý vlek

Druhou variantou vleku na vodní sporty je vlek malý. Tažné lano je uchyceno mezi 2 sloupy, proto nemá tento vlek tak velké nároky na velikost vodní plochy jako full size cable. Umisťuje se nejčastěji na dlouhé a úzké vodní plochy. Je limitován délkou 350 m. Někteří výrobci však říkají, že tato vzdálenost je na tento typ vleku zbytečně velká a uvádějí hodnotu 200 m. Průměr a pevnost lana jsou stejné jako ty, které jsou uvedeny výše u vleku velkého tedy 9 mm a 1960 MPa a liší se dle výrobce a požadavků zákazníka. Rozdíl oproti velkému vleku je použití jen jednoho tažného lana, které se natahuje buď v horizontální nebo vertikální rovině. Požadavky na hloubku vody jsou opět stejné jako o kapitulu výše. Na tomto vleku mohou jezdit naráz většinou 2 osoby. Výkon montovaného elektromotoru se pohybuje od 7 do 16 kW. Opět se výkon motoru odvíjí od maximální rychlosti, délky vleku atd. Malé vleky se nedají modifikovat tak jako velké, každý výrobce má u tohoto typu jasně daný výkon motoru a trajektorii určuje to, že lano je nataženo mezi 2 sloupy. Jediné, co se dá měnit je délka tratě a výška sloupů. [14], [15] a [16]



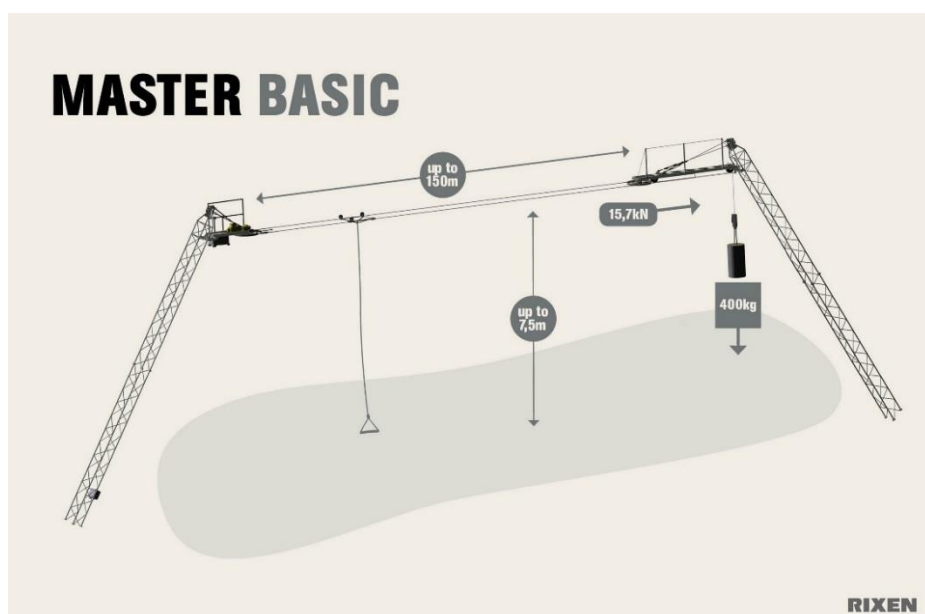
Obrázek 4: Pohon malého vleku Sesitec System 2.0 HD s lanem ve vertikl. rov. [38]

Rixen MASTER BASIC a SILVER

Jedná se o 2 malé vleky, které se liší výkonem použitých motorů, maximální vzdáleností mezi sloupy, výškou sloupů a použitým tažným lanem. Rixen MASTER BASIC je určen pro začátečníky a pokročilé lyžaře. Výkon motoru dosahuje 7 kW a dokáže vyvinout maximální rychlost přes 30 km/h. U tohoto vleku je použito standartní

tažné lano, které může být umístěno na sloupech vysokých 7,5 metrů. Maximální délka lana mezi sloupy dosahuje hodnoty 150 metrů.

Rixen MASTER SILVER je vlek pro profesionály, ovšem mohou na něm jezdit i začátečníci. Výkon motoru tohoto vleku je více než dvojnásobný oproti vleku BASIC a to 16 kW. Používá speciálně navržené tažné lano, umístěné ve výšce až 10,5 metrů s maximální roztečí sloupů okolo 350 metrů. U typu SILVER lze dosáhnout rychlosti až 42 km/h. Díky velké dosažitelné rychlosti a výšce sloupů přes 10 metrů je tento vlek ideální pro jízdu přes překážky, skoky a pro závody. Na obou vlecích můžou jezdit 1-3 osoby najednou. [16]



Obrázek 5: Rixen MASTER BASIC [43]



Obrázek 6: Rixen MASTER SILVER [44]

Wakemaster WM 02

Jak je zmíněno výše, Wakemaster je česká firma zabývající se hlavně výrobou malých vleků. Ve zkratce si popíšeme jeho základní parametry. Výkon elektromotoru 7,5 kW, maximální rozpětí lana 230 metrů, pevnost lana 1960 MPa, maximální rychlost 40 km/h, výška sloupů 6, 9 nebo 12 metrů. Tento vlek má lano situované ve vertikální poloze. [15]



Obrázek 7: Wakemaster WM02 zimní použití [34]

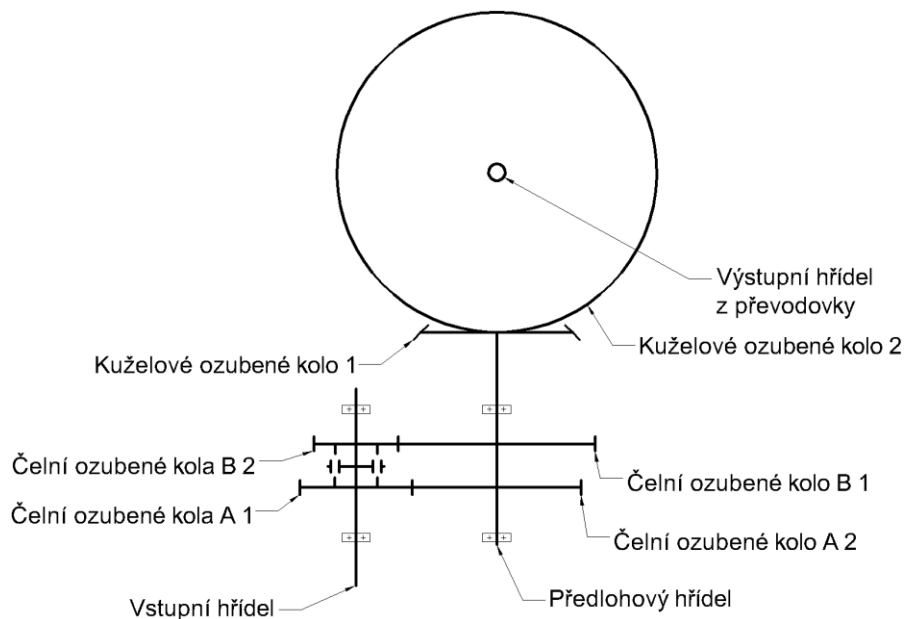
4 Vlastní návrh pohonné jednotky

V této části bakalářské práce se budeme zabývat vlastním návrhem pohonné jednotky. To znamená komplexním návrhem převodovky a svařovaného rámu.

Nejprve budeme vybírat elektromotor, který musí dle zadání splňovat požadavek na výkon 15 kW, jeho dostatečný výkon ověříme teoretickým výpočtem. Dále vybereme komponenty nutné k volení převodových stupňů. Mezi hřídelí uloženou v rámu a převodovkou bude umístěn řemenový nebo řetězový převod. Následně přistoupíme k rozvržení převodových poměrů tak, aby výstupní otáčky byly 400 min^{-1} respektive 200 min^{-1} . Rozdělíme také dobu záběru soukolí A a soukolí B. Dále proběhne návrh a kontrola ozubených kol čelních se šikmými zuby a ozubených kol kuželových se šikmými zuby dle ČSN 01 4686, výpočet jejich geometrie a silových poměrů. Dalším krokem bude dimenzování hřídelí, zde však již musíme vědět, jak budou ozubená kola na hřídeli rozmístěna, a také kde budou uložena ložiska. Je tedy na místě si ještě před začátkem práce načrtnout alespoň předběžné schéma převodovky. Pro dimenzování hřídele uložené v rámu bude nutné vyřešit napnutí lana vleku, které bude tuto hřídel

zatěžovat. Všechny hřídele v bakalářské práci budou dimenzovány tak, aby jejich bezpečnost byla od 1,5 do 2,5. Takovýto rozsah bezpečností je kompromisem mezi dostatečným dimenzováním hřídele a množstvím použitého materiálu. V poslední řadě ve výpočtové zprávě navrhne a zkontrolujeme ložiska spolu se spojením hřídele a náboje.

Všechny navrhnuté díly budou konstruovány tak, aby byly výrobitelné a dostatečně dimenzované. Musí splňovat požadavek na životnost minimálně 8000 hodin.



Obrázek 8: Schéma převodovky

4.1 Výběr elektromotoru

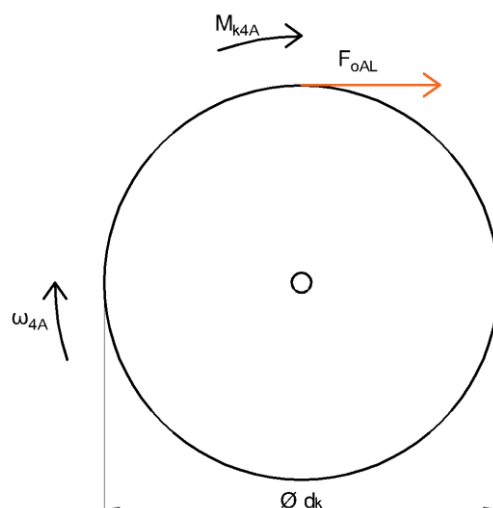
V práci byl zvolen elektromotor od firmy Siemens. Výběrem nás provázela propracovaná webová aplikace této firmy, kde jsme po zadání všech požadovaných parametrů stáhli 3D model motoru.

Konkrétně byl vybrán motor o výkonu 15 kW a otáčkách 2930 min^{-1} viz zadání, tyto otáčky se od požadovaných liší méně než o 2 %. Motor s těmito otáčkami jsme zvolili kvůli jeho kompaktním rozměrům a nízké váze. Díky nízkému krouticímu momentu motoru jsme mohli zvolit vstupní spojku s menším nominálním krouticím momentem.

Dostatečný výkon motoru jsme ověřili teoretickým výpočtem. Výpočet byl proveden v případě, že je zařazené soukolí A, jelikož obvodová síla hnacího kola vleku je menší, než kdyby bylo v záběru soukolí B.

Tabulka 2: Zadané a zvolené hodnoty pro výpočet potřebného výkonu

n_{4A}	400 min^{-1}	P_1	15 kW
n_{4B}	200 min^{-1}	L_i	8000 hod
$n_{\text{ř}}$	98%	n_s	96%
d_k	530 mm	ρ	1000 kg/m^3
v_v	$1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	L_L	$1,35 \text{ m}$



Obrázek 9: Obvodová síla na hnacím kole vleku

Výkon na hřídeli uložené v rámu

$$P_3 = P_1 \cdot n_{\text{ř}} \cdot n_s^2 = 15 \cdot 0,98 \cdot 0,96^2 = 13,55 \text{ kW}$$

Úhlová rychlost na výstupní hřídeli, v záběru soukolí A

$$\omega_{4A} = 2 \cdot \pi \cdot n_{4A} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{400}{60} = 41,89 \text{ rad/s}$$

Krouticí moment na hřídeli uložené v rámu, v záběru soukolí A

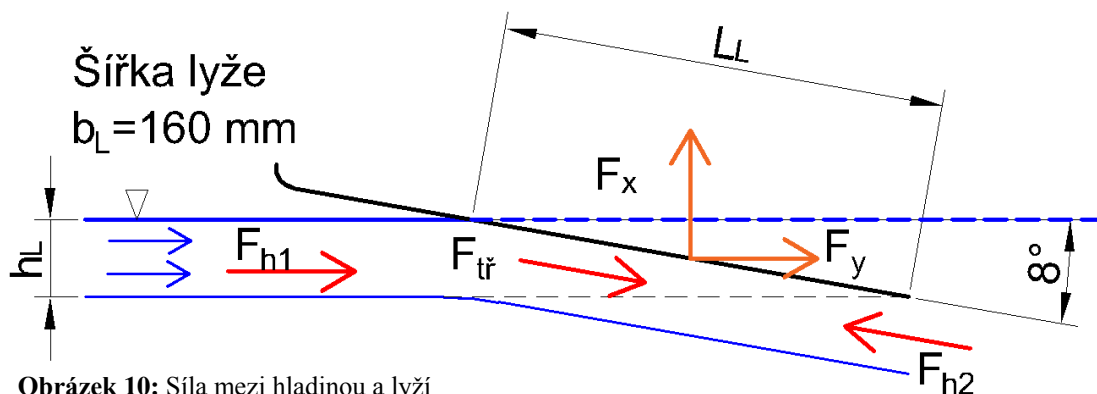
$$M_{k4A} = \frac{P_3}{\omega_{4A}} = \frac{13,55 \cdot 1000}{41,89} = 323,47 \text{ Nm}$$

Obvodová síla hnacího kola, v záběru soukolí A

$$F_{oAL} = \frac{2 \cdot M_{k4A}}{d_k} = \frac{2 \cdot 323,47}{0,53} = 1221 \text{ N}$$

Obvodová rychlost hnacího kola, v záběru soukolí A

$$v_{o4A} = \omega_{4A} \cdot \frac{d_k}{2} = 41,89 \cdot \frac{0,53}{2} \cdot 3,6 = 40 \text{ km/h}$$



Obrázek 10: Síla mezi hladinou a lyží

Dynamická síla

$$F_{h1} = F_{h2} = h_L \cdot b_L \cdot \rho \cdot v_{o4A}^2 = 1,35 \cdot \sin(8) \cdot 0,16 \cdot \left(\frac{40}{3,6}\right)^2 \cdot 10^3 = 3711 \text{ N}$$

Reynoldsovo číslo

$$Re_y = \frac{v_{o4A} \cdot L_L}{\nu_v} = \frac{40 \cdot 1,35}{3,6 \cdot 1,004 \cdot 10^{-6}} = 14940090 \rightarrow \text{turbulentní}$$

Koeficient tření pro hladkou rovno plochu

$$k_0 = \frac{0,455}{(\log(Re))^{2,58}} = \frac{0,455}{(\log(14940090))^{2,58}} = 2,82 \cdot 10^{-3}$$

Třecí síla mezi lyží a vodní hladinou

$$F_{tř} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{o4A}^2 \cdot L_L \cdot b_L \cdot k_0 = \frac{1}{2} \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{40}{3,6}\right)^2 \cdot 1,35 \cdot 0,16 \cdot 2,82 \cdot 10^{-3}$$

$$F_{tř} = 38 \text{ N}$$

Výsledné síly působící na jedné lyži

$$F_x = F_{h1} + (F_{tř} - F_{h2}) \cdot \cos(8) = 3711 + (38 - 3711) \cdot \cos(8) = 74 \text{ N}$$

$$F_y = (F_{h1} - F_{tř}) \cdot \sin(8) = (3711 - 38) \cdot \sin(8) = 511 \text{ N}$$

Výsledné síly působící na obou lyžích

$$F_{cx} = 2 \cdot F_x = 2 \cdot 74 = 148 \text{ N}$$

$$F_{cy} = 2 \cdot F_y = 2 \cdot 511 = 1022 \text{ N}$$

Teoretický počet tažených osob

$$N_o = \frac{F_{oAL}}{F_{xc}} = \frac{1221}{148} = 8,25$$

Dle výpočtu by teoreticky bylo možné táhnout 8 osob najednou při zařazeném soukolí A. Při výpočtu jsme však zanedbali pasivní odpory, které vznikají v ložiscích. Proto musíme tento výpočet brát jen jako orientační a skutečný počet tažených osob by byl menší. Kdybychom stejný výpočet provedli při zařazeném soukolí B, počet tažených

osob by nám vyšel větší, jelikož i tažná obvodová síla by byla větší, a naopak síly na lyži působící proti pohybu by klesly kvůli snížení rychlosti lyžaře. Skutečný počet tažených osob bychom museli ověřit v praxi. Pro orientační náhled na věc však výpočet postačuje. [17], [18] , [19] a [20]

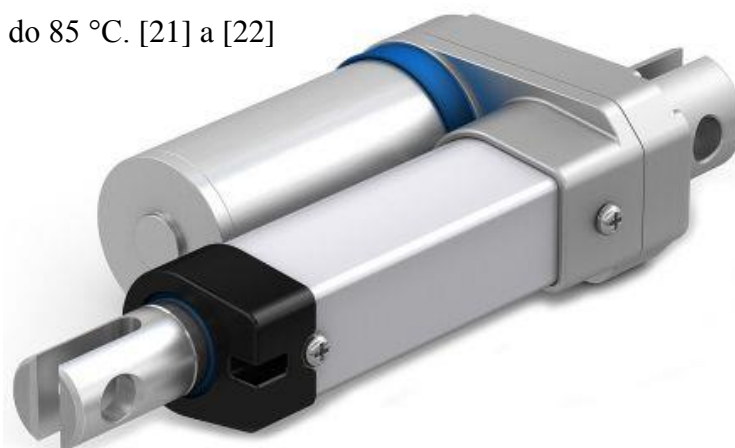
4.2 Volení převodových stupňů

V této podkapitole si probereme řazení převodových stupňů a popíšeme vybrané komponenty k tomu určené. Jelikož bude převodovka aplikována na vleč vodního lyžování, převody musí být řazeny za chodu. Proto byly v práci použity komponenty, které to umožňují.

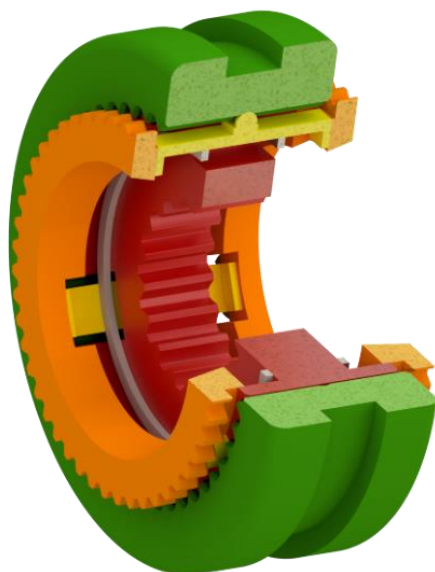
Mezi elektromotorem a vstupní hřídelí převodovky byla použita elektromagnetická spojka MAYR Robatic. Tato spojka umožňuje rozpojení a opětovné spojení za chodu, to vyhovuje našim požadavkům. Spojka byla vybrána podle nejbližšího vyššího krouticího momentu, který se přenáší vstupní hřídelí. Této specifikaci odpovídal typ 500.20_0 velikost 6 s nominálním krouticím momentem $M_k=80 \text{ Nm}$.

Na vstupní hřídeli byla také umístěna synchronizační spojka. Ta je ovšem situována uvnitř převodovky mezi ozubenými koly a zajišťuje vyrovnaní otáček hřídele a řazeného ozubeného kola a následné hladké zařazení převodového stupně.

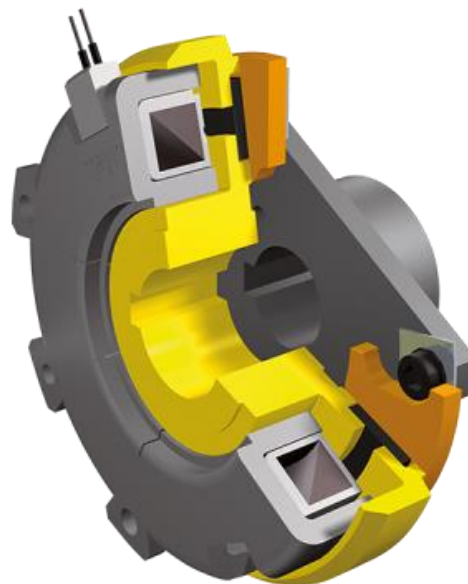
Dalším voleným prvkem, i když ne nezbytným k řazení za chodu byl aktuátor. Ten zajišťuje lineární posuv řadící objímky synchronizační spojky. Vybírali jsme mezi pneumatickým, hydraulickým a elektromechanickým aktuátorem. Jelikož je elektřina nezbytná pro chod motoru, tudíž musí být k pohonu dovedena, využijeme ji i k řazení a použijeme elektromechanický aktuátor. Pro řazení byl tedy použit elektromechanický lineární aktuátor od firmy SKF, konkrétně řadu CAHB-10. Tento výrobek se vyznačuje krytím IP 66, které zaručuje odolnost proti vniknutí prachu a vody. Je také navržen pro práci v teplotách od -40 °C až do 85 °C . [21] a [22]



Obrázek 11: Lineární aktuátor SKF CAHB-10 [37]



Obrázek 12: Synchronní spojka



Obrázek 13: Elektromagnetická spojka
MAYR Robatic [40]

4.3 Řemenový převod

Mezi výstupní hřídelí z převodovky a hřídelí uloženou v rámu má být umístěn řemenový nebo řetězový převod. Záleží jen na nás, jaký z těchto dvou převodů zvolíme. Vzhledem k relativně velkým přenášeným krouticím momentům mezi těmito hřídeli by se jevílo jako vhodné použít řetězový převod. Řetěz by však neměl být umístěn v horizontální rovině, což by v našem případě byl. Jeho články by potom nebyly namáhány pouze tahem, ale také ohybem, a to by vedlo ke snížení životnosti řetězu. Z tohoto důvodu byl v práci zvolen převod řemenem. Vybírali jsme tedy mezi řemenem klínovým a ozubeným. Jak jsme zmínili o pár řádků výše mezi hřídeli, kde bude řemen umístěn jsou přenášeny celkem velké krouticí momenty. Z tohoto důvodu jsme nezvolili řemen klínový, neboť by bylo nutné použít několik takových řemenů a takovýto převod by byl dosti nekompaktní. Vylučovací metodou nám ze všech možností vyplynul převod řemenem ozubeným, který přenesse vysoké krouticí momenty a bude přijatelně velký. Rozhodli jsme se použít ozubený řemen od firmy SKF, návrh řemene byl proveden podle katalogu výrobce. Řemenový převod tlumí rázy a v případě přetížení motoru může dojít k přeskočení řemene na řemenici.

Hodnoty uvedené v závorkách jsou síly pro zařazené soukolí A. [23], [24]

Tabulka 3: Zadané parametry pro návrh řemene

i^*	1,8	P_3	13,824 kW
-------	-----	-------	-----------

Koeficient provozního faktoru

$$C_2 = 1,4$$

Návrhový výkon

$$P_d = P_3 \cdot C_2 = 13,824 \cdot 1,4 = 19,4 \text{ kW}$$

Z diagramu vychází řemen **XH**, ten má rozteč zubů $p_{\check{R}}=22,225 \text{ mm}$

Počet zubů řemenic

$$z_{1\check{R}} = 40$$

$$z_{2\check{R}} = z_{1\check{R}} \cdot i_{\check{R}} = 40 \cdot 1,8 = 72$$

Roztečné průměry řemenic

$$d_{1\check{R}} = \frac{z_{1\check{R}} \cdot p_{\check{R}}}{\pi} = \frac{40 \cdot 22,225}{\pi} = 282,98 \text{ mm}$$

$$d_{2\check{R}} = \frac{z_{2\check{R}} \cdot p_{\check{R}}}{\pi} = \frac{72 \cdot 22,225}{\pi} = 509,36 \text{ mm}$$

Jmenovitá osová vzdálenost

$$C_n = 435 \text{ mm}$$

Vztažná délka řemenu

$$L_p = 2 \cdot C_n + 1,57 \cdot (d_{2\check{R}} + d_{1\check{R}}) + \frac{(d_{2\check{R}} - d_{1\check{R}})^2}{4 \cdot C_n}$$

$$L_p = 2 \cdot 435 + 1,57 \cdot (282,98 + 509,36) + \frac{(282,98 - 509,36)^2}{4 \cdot 435}$$

$$L_p = 2143,43 \text{ mm}$$

Zvolen řemen **840 XH** s nejbližší délkou $L_d=2133,6 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost pro zvolený řemen

$$K = \frac{L_d}{4} - 0,393 \cdot (d_{2\check{R}} + d_{1\check{R}}) = \frac{2133,6}{4} - 0,393 \cdot (509,36 + 282,98)$$

$$K = 222,01$$

$$C_d = K + \sqrt{K^2 - \frac{(D - d)^2}{8}} = 222,01 + \sqrt{222,01^2 - \frac{(509,36 - 282,98)^2}{8}}$$

$$C_d = 429,09 \text{ mm}$$

Úhel opásání

$$\frac{\beta}{2} = \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 \cdot C_d} \right) = 15,63^\circ$$

$$\alpha_{o1} = 180^\circ - 15,36 \cdot 2 = 149,28^\circ$$

$$\alpha_{o2} = 180^\circ + 15,36 \cdot 2 = 210,72^\circ$$

Počet zubů v záběru

$$TIM = \frac{\alpha_1}{360^\circ} \cdot z_1 = \frac{149,28}{360} \cdot 40 = 16,59$$

Opravný součinitel délky řemenu (výkonu)

$$C_1 = 1$$

Opravný součinitel zubů v záběru

$$C_4 = 1$$

Opravený jmenovitý výkon

$$P_b = 4,44 \text{ kW}$$

$$P_{corr} = P_b \cdot C_1 \cdot C_4 = 4,44 \text{ kW}$$

Koeficient pro volbu šířky řemene

$$C_b = \frac{P_d}{P_{corr}} = \frac{19,4}{4,44} = 4,4$$

Vybrali jsme šířku řemene, jehož násobitel šířky byl nejbližší vyšší číslo než C_b .

Byl vybrán řemen **SKF PHG 840-XH-400**, jehož násobitel šířky je 4,76 a šířka $b=101,6 \text{ mm}$.

Kontrola řemene

$$P_{corr\ 4,76} = P_{corr} \cdot 4,76 = 4,44 \cdot 4,76 = 21,13 \text{ kW}$$

$$P_{corr\ 4,76} \geq P_d$$

Podmínka byla splněna, řemen vyhovuje.

Minimální přídavek pro napnutí

$$MTA = 4 \text{ mm}$$

Minimální přídavek pro montáž

$$MIA = 38 \text{ mm}$$

Rychlost řemenu

$$v = \frac{d \cdot n}{19098} = \frac{282,98 \cdot 360}{19098} = 5,334 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (10,668 \frac{\text{m}}{\text{s}})$$

Frekvence provozních ohybových kmitů řemene

$$f_0 = \frac{v \cdot k}{L_d} = \frac{10,668 \cdot 2}{2,1336} = 10 \text{ s}^{-1}$$

Tahová síla řemene

$$T_{pu} = \frac{P_3 \cdot 1000}{v} = \frac{13,82 \cdot 1000}{5,33} = 2592 \text{ N (1296 N)}$$

Odstředivá síla

$$T_c = M \cdot v^2 = 1,1436 \cdot 5,33^2 = 33 \text{ N (130 N)}$$

Napnutí tažné větve

$$T_1 = T_{pu} \cdot A_{Cr} + T_c = 2592 \cdot 1,095 + 33 = 2923 \text{ N (1575 N)}$$

Napnutí volné větve

$$T_2 = [T_{pu} \cdot (A_{Cr} - 1)] + T_c = [2592 \cdot (1,115 - 1)] + 33 = 331 \text{ N (279 N)}$$

Montážní napnutí použitého řemenu

$$T_{used} = 0,5 \cdot (T_1 + T_2) = 0,5 \cdot (2923 + 331) = 1627 \text{ N (927 N)}$$

Montážní napnutí nového řemenu

$$T_{new} = 1,4 \cdot T_{used} = 1,4 \cdot 1627 = 2278 \text{ N (1298 N)}$$

Výsledná síla na hřídel

$$T_{vr} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + 2 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}$$

$$T_{vr} = \sqrt{2923^2 + 331^2 + 2 \cdot 2923 \cdot 331 \cdot \cos(15,63)} = 3243 \text{ N (1845 N)}$$

4.4 Výpočet základních parametrů převodovky

Nejprve byly zvoleny převodové poměry, poté spočítány otáčky a krouticí momenty přenášené hřídelí. Po zvolení účinností jsme také dopočítali výstupní výkon.

4.4.1 Převodové poměry

Celkový převodový poměr, v záběru soukolí A

$$i_{cA} = \frac{n_1}{n_{4A}} = \frac{2880}{400} = 7,2$$

Celkový převodový poměr, v záběru soukolí B

$$i_{cB} = \frac{n_1}{n_{4B}} = \frac{2880}{200} = 14,4$$

Tabulka 4: Zvolené převodové poměry

i_{cA}	1,6	i_{cB}	3,2
i_k	2,5	i_r	1,8

4.4.2 Otáčky převodovky

Otáčky předlokové hřídele, v záběru soukolí A

$$n_{2A} = \frac{n_1}{i_{\Sigma A}} = \frac{2880}{1,6} = 1800 \text{ min}^{-1}$$

Tabulka 5: Vypočtené otáčky hřídelí

n_{2B}	900 min^{-1}	n_{3A}	720 min^{-1}
n_{3B}	360 min^{-1}	n_{4A}	400 min^{-1}
n_{4B}	200 min^{-1}		

4.4.3 Krouticí momenty

Pro všechna soukolí je zvolena účinnost $\eta_s = 96 \%$.

Pro převod řemenem je zvolena účinnost $\eta_r = 98 \%$.

Výkon motoru

$$P_1 = 15 \text{ kW}$$

Výkon na předlokové hřídeli

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_s = 15 \cdot 0,96 = 14,4 \text{ kW}$$

Tabulka 6: Přenášené výkony

P_3	$13,82 \text{ kW}$	P_4	$13,55 \text{ kW}$
-------	--------------------	-------	--------------------

Krouticí moment přenášený vstupní hřídelí

$$M_{k1} = \frac{60000 \cdot P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = 49,74 \text{ Nm}$$

Tabulka 7: Krouticí momenty

M_{k2A}	$76,39 \text{ Nm}$	M_{k2B}	$152,79 \text{ Nm}$
M_{k3A}	$183,29 \text{ Nm}$	M_{k3B}	$366,59 \text{ Nm}$
M_{k4A}	$323,48 \text{ Nm}$	M_{k4B}	$646,96 \text{ Nm}$

4.5 Čelní soukolí se šikmými zuby A

Jako první bylo navrženo a spočítáno soukolí A, jedná se o jedno ze dvou čelních soukolí se šikmými zuby použitých v práci. Čelní soukolí v převodovce slouží k řazení převodových stupňů. U tohoto soukolí byl zvolen nižší převodový poměr než u soukolí B. Jeho převod je tedy rychlejší. Pro výrobu obou kol byla zvolena ocel ČSN 12051. Obě kola budou po obrobení povrchově kalena. [24], [25] a [26]

4.5.1 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby A

Návrh z ohybu

$$m_{nA} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\frac{b_A}{m_{nA}} \cdot z_{1A} \cdot \sigma_{FP}}} = 1,03 \text{ mm}$$

$$f_F = 18$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,29 = 1,6125$$

$$\sigma_{Flim} = 605 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 363 \text{ MPa}$$

$$z_{1A} = 59$$

$$M_{k1} = 49,74 \text{ Nm}$$

$$\frac{b_A}{m_{nA}} = 20$$

Návrh z dotyku

$$m_{nA} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\frac{b_A}{m_{nA}} \cdot z_{1A}^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{\check{c}a} + 1}{i_{\check{c}a}}} = 0,9 \text{ mm}$$

$$f_H = 690$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,29 = 1,6125$$

$$\sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$

$$i_{\check{c}A} = 1,6$$

$$b_A = 21 \text{ mm}$$

Zvoleno $m_{nA} = 1,5 \text{ mm}$

4.5.2 Geometrie soukolí A

Tabulka 8: Zadané parametry pro výpočet geometrie soukolí A

α_n	20°	P_4	$13,55 \text{ kW}$
β_A	$17,01^\circ$	m_{nA}	$1,5 \text{ mm}$
$i_{\check{c}A}$	$1,6$	b_A	21 mm
z_{1A}	59		

Počet zubů 2. kola

$$z_{2A} = z_{1A} \cdot i_{\check{c}A} = 59 \cdot 1,6 = 94$$

Čelní modul

$$m_{tA} = \frac{m_{nA}}{\cos(\beta_A)} = \frac{1,5}{\cos(17,01)} = 1,57 \text{ mm}$$

Normálová rozteč

$$p_{nA} = \pi \cdot m_{nA} = \pi \cdot 1,5 = 4,71 \text{ mm}$$

Čelní rozteč

$$p_{tA} = \pi \cdot m_{tA} = \pi \cdot 1,57 = 4,93 \text{ mm}$$

Záběrový úhel v čelní rovině

$$\alpha_{tA} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta_A)}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(17,01)}\right) = 20,84^\circ$$

Základní rozteč v normálové rovině

$$p_{nbA} = p_{nA} \cdot \cos(\alpha_n) = 4,71 \cdot \cos(20) = 4,43 \text{ mm}$$

Základní rozteč v čelní rovině

$$p_{tbA} = p_{tA} \cdot \cos(\alpha_{tA}) = 4,93 \cdot \cos(20,84) = 4,61 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice

$$d_{1A} = z_{1A} \cdot m_{tA} = 59 \cdot 1,57 = 92,63 \text{ mm}$$

$$d_{2A} = z_{2A} \cdot m_{tA} = 94 \cdot 1,57 = 147,58 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu

$$h_{aA} = h_a^* \cdot m_{nA} = 1 \cdot 1,5 = 1,5 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{1aA} = d_{1A} + 2 \cdot h_{aA} = 92,63 + 2 \cdot 1,5 = 95,63 \text{ mm}$$

$$d_{2aA} = d_{2A} + 2 \cdot h_{aA} = 147,58 + 2 \cdot 1,5 = 150,58 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_{fA} = (h_a^* + c^*) \cdot m_{nA} = (1 + 0,25) \cdot 1,5 = 1,875 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_{1fA} = d_{1A} - 2 \cdot h_{fA} = 92,63 - 2 \cdot 1,875 = 88,88 \text{ mm}$$

$$d_{2fA} = d_{2A} - 2 \cdot h_{fA} = 147,58 - 2 \cdot 1,875 = 146,83 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice

$$d_{1bA} = d_{1A} \cdot \cos(\alpha_{tA}) = 92,63 \cdot \cos(20,84) = 86,57 \text{ mm}$$

$$d_{2bA} = d_{2A} \cdot \cos(\alpha_{tA}) = 147,58 \cdot \cos(20,84) = 137,92 \text{ mm}$$

Počet zubů náhradního kola

$$z_{1vA} = \frac{z_{1A}}{\cos^3(\beta_A)} = \frac{59}{\cos^3(17,01)} = 67,47$$

$$z_{2vA} = \frac{z_{2A}}{\cos^3(\beta_A)} = \frac{94}{\cos^3(17,01)} = 107,5$$

Poloměr roztečné kružnice náhradního kola

$$r_{1nA} = \frac{r_{1A}}{\cos^2(\beta_A)} = \frac{46,32}{\cos^2(17,01)} = 50,65 \text{ mm}$$

$$r_{2nA} = \frac{r_{2A}}{\cos^2(\beta_A)} = \frac{73,79}{\cos^2(17,01)} = 80,70 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost

$$a_A = \frac{d_{1A} + d_{2A}}{2} = \frac{92,63 + 147,58}{2} = 120 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_{\alpha A} = \frac{\sqrt{r_{1aA}^2 - r_{1bA}^2} + \sqrt{r_{2aA}^2 - r_{2bA}^2} - a_A \cdot \sin(\alpha_{tA})}{p_{tbA}}$$

$$\varepsilon_{\alpha A} = \frac{\sqrt{47,82^2 - 43,28^2} + \sqrt{75,29^2 - 68,96^2} - 120 \cdot \sin(20,84)}{4,61} = 1,706$$

$$\varepsilon_{\beta A} = \frac{b_A \cdot \sin(\beta_A)}{p_{nA}} = \frac{21 \cdot \sin(17,01)}{4,71} = 1,304$$

$$\varepsilon_A = \varepsilon_{\alpha A} + \varepsilon_{\beta A} = 1,706 + 1,305 = 3,01$$

4.5.3 Silové poměry soukolí A

Tečná síla

$$F_{tA} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{1A}} = \frac{2 \cdot 49,74}{92,63 \cdot 10^{-3}} = 1074 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{rA} = \frac{F_{tA}}{\cos(\beta_A)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = \frac{1074}{\cos(17,01)} \cdot \operatorname{tg}(20) = 409 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_{aA} = F_{tA} \cdot \operatorname{tg}(\beta_A) = 1074 \cdot \operatorname{tg}(17,01) = 329 \text{ N}$$

4.5.4 Kontrola ozubení soukolí A

Kontrola na tvorbu pittingu

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 462,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tA}}{b_A \cdot d_{1A}} \cdot \frac{i_{\zeta A} + 1}{i_{\zeta A}}} = 332,58 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,25 \cdot 1,29 \cdot 1,2 = 1,935$$

$$Z_E = 190$$

$$Z_\varepsilon = 0,77$$

$$Z_H = 2,4$$

$$Z_R = 0,85$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{\sigma_H} = \frac{1140 \cdot 0,85}{473,05} = 2,09$$

Kontrola na trvalou deformaci a křehký lom povrchu

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{F_{tA}}} \cdot K_H = 332,58 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,935} = 654,26 \text{ MPa}$$

$$F_{t1} = K_{AS} \cdot F_{Ta} = 2 \cdot 1074 = 2148 \text{ N}$$

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa} > \sigma_{Hmax} = 654,26 \text{ MPa}$$

Podmínka byla splněna

Kontrola na únavový lom v oblasti paty zubu

$$\sigma_F = \frac{F_{tA}}{b_A \cdot m_{nA}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = 123,02 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_F = 1,935$$

$$Y_{FS} = 3,7$$

$$Y_\beta = 0,86$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha A}} = \frac{1}{1,706} = 0,586$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} = \frac{605}{123,02} = 4,92$$

Kontrola na trvalou deformaci či vznik trhliny v patě zubu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_{tA}} = 123,02 \cdot 2 = 246,04 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 1512,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 1210 \text{ MPa} > \sigma_{Fmax}$$

Podmínka byla splněna

4.6 Čelní soukolí se šikmými zuby B

Druhým čelním soukolím se šikmými zuby je soukolí B. U tohoto soukolí byl zvolen dvojnásobný převodový poměr než u soukolí A. Převod tímto soukolím je tedy dvakrát pomalejší než soukolím A. Pro výrobu obou kol byla opět zvolena ocel ČSN 12051. Kola budou po obrobení také povrchově kalena. [24], [25] a [26]

4.6.1 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby B

Tabulka 9: Volené koeficienty a výpočtové hodnoty pro návrh soukolí B

f_F	18	K_F	1,65
σ_{FP}	363 MPa	b_B/m_{nB}	14
b_B	25 mm	σ_{HP}	912 MPa
M_{k1}	49,74 Nm	z_{1B}	37
f_H	690	K_H	1,65

Tabulka 10: Návrh modulu soukolí B

Návrh m_{nB} z ohybu	Návrh m_{nB} z dotyku
$m_{nB}=1,36 \text{ mm}$	$m_{nB}=1,3 \text{ mm}$

Zvoleno $m_{nB}=1,5 \text{ mm}$

4.6.2 Geometrie soukolí B

Tabulka 11: Zadané parametry pro výpočet geometrie soukolí B

α_n	20°	m_{nB}	1,5 mm
$i_{\check{C}B}$	3,2	z_{1B}	37
β_B	14,36°	b_B	25 mm

Tabulka 12: Vypočtená geometrie soukolí

Z_{2B}	118	d_{1B}	57,29 mm
α_{tB}	20,59°	d_{2B}	182,71 mm
m_{tB}	1,55 mm	h_{aB}	1,5 mm
p_{nB}	4,71 mm	d_{1aB}	60,29 mm
p_{tB}	4,87 mm	d_{2aB}	185,71 mm
p_{nbB}	4,43 mm	h_{fB}	1,875 mm
p_{tbB}	4,55 mm	d_{1fB}	53,45 mm
d_{2fB}	178,96 mm	d_{1bB}	53,63 mm
d_{2bB}	171,04 mm	Z_{1vB}	40,39
Z_{2vB}	128,80 mm	r_{1nB}	30,29 mm
r_{2nB}	64,40 mm	a_B	120 mm
$\varepsilon_{\alpha B}$	1,702	$\varepsilon_{\beta B}$	1,316
ε_B	3,018		

4.6.3 Silové poměry soukolí B

Tabulka 13: Silové poměry soukolí B

F_{tB}	1736 N	F_{aB}	455 N
F_{rB}	652 N		

4.6.4 Kontrola ozubení soukolí B

Tabulka 14: Volené koeficienty pro kontrolu soukolí B

$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$	1,2	Z_E	190
Z_H	2,44	Z_ε	0,77
Z_R	0,85	K_{AS}	2
V_{HV}	600	Y_{FS}	3,84
Y_β	0,87	Y_ε	0,588
$K_{H\beta}$	1,3	K_A	1,25

Tabulka 15: Vypočtené hodnoty při kontrole soukolí B

K_H	1,95	σ_{H0}	450,25 MPa
σ_H	628,74 MPa	S_H	1,54
F_{t1}	3472 N	σ_{HPmax}	2400 MPa
σ_{Hmax}	889,17 MPa	$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$	
K_F	1,95	σ_F	232,22 MPa
S_F	2,61	σ_{FSt}	1512,5 MPa
σ_{FPmax}	1210 MPa	σ_{Fmax}	464,44 MPa
$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$			

Kontrola ozubení skončila kladně.

4.7 Kuželové soukolí se šikmými zuby

Jelikož výstupní hřídel z převodovky svírá s ostatními hřídeli úhel 90° je nutné použít kuželové soukolí. Jako u předešlých kol i zde bylo použito šikmé ozubení. Materiál na kola byl zvolen stejný jako v předešlých dvou případech, tedy ocel ČSN 12051. Po obrobení budou kola opět povrchově zakalena. [24], [25], [26] a [27]

4.7.1 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby

Výpočet proběhl obdobně jako u čelních kol se šikmými zuby, jen místo převodového poměru kuželových kol byl dosazen převodový poměr virtuálních kol a místo počtu zubů kuželového kola byl dosazen počet zubů virtuálního kola.

Tabulka 16: Volené koeficienty a výpočtové hodnoty pro návrh kuželového soukolí

f_F	18	K_F	1,7375
σ_{FP}	363 MPa	b_K/m_{nmK}	9
b_K	25 mm	σ_{HP}	912 MPa
M_{k2B}	152,28 Nm	z_{1nK}	37,73
f_H	690	K_H	1,7375

Tabulka 17: Návrh modulu kuželového soukolí

Návrh m_{nmK} z ohybu	Návrh m_{nmK} z dotyku
$m_{nmK}=2,32 \text{ mm}$	$m_{nmK}=2,2 \text{ mm}$

Tečný modul na středním průměru

$$m_{tmK} = \frac{m_{nmK}}{\cos(\beta_{mK})} = \frac{2,32}{\cos(20)} = 2,47 \text{ mm}$$

Tečným modul na externím průměru

$$m_{teK} = m_{tmK} \cdot \frac{R_e}{R_m} = 2,47 \cdot \frac{140,66}{128,16} = 2,71$$

Zvoleno $m_{teK}=3 \text{ mm}$

4.7.2 Geometrie kuželového soukolí

Tabulka 18: Zadané parametry pro výpočet geometrie kuželového soukolí

α_{tK}	20°	β_{mK}	20°
m_{teK}	3 mm	i_K	2,5
b_K	25 mm	z_{1K}	35

Počet zubů 2. kola

$$z_{2K} = z_{1K} \cdot i_K = 35 \cdot 2,5 = 87$$

Délka površky vnějšího roztečného kužele

$$R_e = \frac{1}{2} \cdot m_{teK} \cdot \sqrt{z_{1K}^2 + z_{2K}^2} = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot \sqrt{35^2 + 87^2} = 140,66 \text{ mm}$$

Déla površky vnitřního roztečného kužele

$$R_i = R_e - b_K = 140,66 - 25 = 115,6 \text{ mm}$$

Délka površky středního roztečného kužele

$$R_m = R_e - \frac{1}{2} \cdot b_K = 140,66 - \frac{1}{2} \cdot 25 = 128,16 \text{ mm}$$

Poloviční vrcholové úhly roztečných kuželů

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{i_K}\right) = \arctg\left(\frac{1}{2,5}\right) = 21,80^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 68,20^\circ$$

Úhel sklonu zubů na vnějším průměru

$$\beta_{eK} = \arcsin\left(\frac{R_m \cdot \sin(\beta_{mK})}{R_e}\right) = \arcsin\left(\frac{128,16 \cdot \sin(20)}{140,66}\right) = 18,16^\circ$$

Normálový modul na vnějším průměru

$$m_{neK} = \cos(\beta_{eK}) \cdot m_{teK} = \cos(18,16) \cdot 3 = 2,85 \text{ mm}$$

Tečný modul na středním průměru

$$m_{tmK} = \frac{R_m}{R_e} \cdot m_{teK} = \frac{128,16}{140,66} \cdot 3 = 2,73 \text{ mm}$$

Normálový modul na středním průměru

$$m_{nmK} = \cos(\beta_{mK}) \cdot m_{tmK} = \cos(20) \cdot 2,73 = 2,57 \text{ mm}$$

Rozteč v normálové rovině na středním průměru

$$p_{nmK} = m_{nmK} \cdot \pi = 2,57 \cdot \pi = 8,07 \text{ mm}$$

Rozteč v čelní rovině na středním průměru

$$p_{tmK} = \frac{p_{nmK}}{\cos(\beta_{mK})} = \frac{8,07}{\cos(20)} = 8,59 \text{ mm}$$

Základní rozteč v čelní rovině na středním průměru

$$p_{tmbK} = p_{tmK} \cdot \cos(\alpha_{tK}) = 8,59 \cdot \cos(20) = 8,07 \text{ mm}$$

Průměr střední roztečné kružnice

$$d_{1mK} = m_{tmK} \cdot z_{1K} = 2,73 \cdot 35 = 95,55 \text{ mm}$$

$$d_{2mK} = m_{tmK} \cdot z_{2K} = 2,73 \cdot 87 = 237,51 \text{ mm}$$

Průměr vnější roztečné kružnice

$$d_{1eK} = m_{teK} \cdot z_{1K} = 3 \cdot 35 = 105 \text{ mm}$$

$$d_{2eK} = m_{teK} \cdot z_{2K} = 3 \cdot 87 = 261 \text{ mm}$$

Průměr střední hlavové kružnic

$$d_{1amK} = d_{1mK} + 2 \cdot m_{nmK} \cdot \cos(\delta_1) = 95,55 + 2 \cdot 2,57 \cdot \cos(21,80^\circ) = 100,32 \text{ mm}$$

$$d_{2amK} = d_{2mK} + 2 \cdot m_{nmK} \cdot \cos(\delta_2) = 237,51 + 2 \cdot 2,57 \cdot \cos(68,20^\circ)$$

$$d_{2amK} = 239,42 \text{ mm}$$

Průměr vnější hlavové kružnice

$$d_{1aeK} = d_{1eK} + 2 \cdot m_{neK} \cdot \cos(\delta_1) = 105 + 2 \cdot 2,85 \cdot \cos(21,80^\circ)$$

$$d_{1aeK} = 110,29 \text{ mm}$$

$$d_{2aeK} = d_{2eK} + 2 \cdot m_{neK} \cdot \cos(\delta_2) = 261 + 2 \cdot 2,85 \cdot \cos(68,20^\circ)$$

$$d_{2aeK} = 263,12 \text{ mm}$$

Průměr střední patní kružnice

$$d_{1fmK} = d_{1mK} - 2 \cdot 1,25 \cdot m_{tmK} \cdot \cos(\delta_1)$$

$$d_{1fmK} = 95,55 - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,73 \cdot \cos(21,80^\circ) = 89,21 \text{ mm}$$

$$d_{2fmK} = d_{2mK} - 2 \cdot 1,25 \cdot m_{tmK} \cdot \cos(\delta_2)$$

$$d_{2fmK} = 237,51 - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,73 \cdot \cos(68,20^\circ) = 234,98 \text{ mm}$$

Průměr vnější patní kružnice

$$d_{1feK} = d_{1eK} - 2 \cdot 1,25 \cdot m_{teK} \cdot \cos(\delta_1)$$

$$d_{1feK} = 105 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot \cos(21,80^\circ) = 98,04 \text{ mm}$$

$$d_{2feK} = d_{2eK} - 2 \cdot 1,25 \cdot m_{teK} \cdot \cos(\delta_2)$$

$$d_{2feK} = 261 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot \cos(68,20^\circ) = 258,21 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu na vnějším poloměru

$$h_{aeK} = 1 \cdot m_{teK} = 3 \text{ mm}$$

Výška paty zubu na vnějším poloměru

$$h_{feK} = 1,2 \cdot m_{teK} = 1,2 \cdot 3 = 3,6 \text{ mm}$$

Výška zubu na vnějším poloměru

$$h_{eK} = h_{aeK} + h_{feK} = 3 + 3,6 = 6,6 \text{ mm}$$

Virtuální roztečný průměr

$$d'_{1nK} = \frac{d_{1mK}}{\cos(\delta_1)} = \frac{95,55}{\cos(21,80^\circ)} = 102,91 \text{ mm}$$

$$d'_{2nK} = \frac{d_{2mK}}{\cos(\delta_2)} = \frac{237,51}{\cos(68,20^\circ)} = 639,55 \text{ mm}$$

Počet zubů virtuálního kola

$$z'_{1nK} = \frac{z_{1K}}{\cos(\delta_1)} = \frac{35}{\cos(21,80)} = 37,70$$

$$z'_{2nK} = \frac{z_{2K}}{\cos(\delta_1)} = \frac{87}{\cos(68,20)} = 234,27$$

Virtuální hlavový průměr

$$d'_{1anK} = d'_{1nK} + 2 \cdot m_{nmK} = 102,91 + 2 \cdot 2,57 = 108,05 \text{ mm}$$

$$d'_{2anK} = d'_{2nK} + 2 \cdot m_{nmK} = 639,55 + 2 \cdot 2,57 = 644,69 \text{ mm}$$

Virtuální základní průměr

$$d'_{1bnK} = d'_{1nK} \cdot \cos(\alpha_{tK}) = 102,91 \cdot \cos(20) = 96,70 \text{ mm}$$

$$d'_{2bnK} = d'_{2nK} \cdot \cos(\alpha_{tK}) = 639,55 \cdot \cos(20) = 600,98 \text{ mm}$$

Virtuální osová vzdálenost

$$a'_{nK} = \frac{d'_{1nK} + d'_{2nK}}{2} = \frac{102,91 + 639,55}{2} = 371,23 \text{ mm}$$

Součinitel záběru

$$\varepsilon_{\alpha K} = \frac{\sqrt{d_{1anK}^2 - d_{1bnK}^2} + \sqrt{d_{2anK}^2 - d_{2bnK}^2} - 2 \cdot a'_{nK} \cdot \sin(\alpha_{tK})}{2 \cdot p_{tmbK}}$$

$$\varepsilon_{\alpha K} = \frac{\sqrt{108,05^2 - 96,70^2} + \sqrt{644,69^2 - 600,98^2} - 2 \cdot 371,23 \cdot \sin(20)}{2 \cdot 8,07} = 1,711$$

$$\varepsilon_{\beta K} = \frac{b_K \cdot \operatorname{tg}(\beta_{mK})}{p_{tmK}} = \frac{25 \cdot \operatorname{tg}(20)}{8,59} = 1,292$$

$$\varepsilon_K = \varepsilon_{\alpha K} + \varepsilon_{\beta K} = 1,711 + 1,292 = 3,003$$

4.7.3 Silové poměry kuželového soukolí

Hodnoty uvedené v závorkách jsou síly pro zařazené soukolí A

Tečná síla

$$F_{2tK} = F_{1tK} = \frac{2 \cdot M_{k2B}}{d_{1mK}} = \frac{2 \cdot 152,79}{95,55 \cdot 10^{-3}} = 3198 \text{ (1599) N}$$

Radiální síla

$$F_{1rK} = \frac{F_{1tK}}{\cos(\beta_{mK})} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_{nmK}) \cdot \cos(\delta_1) - \sin(\beta_{mK}) \cdot \sin(\delta_1)]$$

$$F_{1rK} = \frac{3198}{\cos(20)} \cdot [\operatorname{tg}(18,88) \cdot \cos(21,8) - \sin(20) \cdot \sin(21,8)]$$

$$F_{1rK} = 648 \text{ (324) N}$$

$$F_{2rK} = \frac{F_{1tK}}{\cos(\beta_{mK})} \cdot [tg(\alpha_{nmK}) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_{mK}) \cdot \cos(\delta_1)]$$

$$F_{2rK} = \frac{3198}{\cos(20)} \cdot [tg(18,88) \cdot \sin(21,8) + \sin(20) \cdot \cos(21,8)]$$

$$F_{2rK} = 1513 \text{ (757) } N$$

Axiální síla

$$F_{1aK} = F_{2rK} = 1513 \text{ (757) } N$$

$$F_{2aK} = F_{1rK} = 648 \text{ (324) } N$$

4.7.4 Kontrola ozubení kuželového soukolí se šikmými zuby

Kontrola ozubení byla provedena obdobně jako u čelních kol se šikmými zuby. Jen místo převodového poměru kuželových kol byl dosazen převodový poměr kol virtuálních a místo středního roztečného průměru kola roztečný průměr virtuálního kola.

Tabulka 19: Volené koeficienty pro kontrolu kuželového soukolí

$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$	1,2	Z_E	190
Z_H	2,37	Z_ϵ	0,76
Z_R	0,85	K_{AS}	2
V_{HV}	600	Y_{FS}	3,80
Y_β	0,85	Y_ϵ	0,642
$K_{H\beta}$	1,39	K_A	1,25

Tabulka 20: Vypočtené hodnoty při kontrole kuželového soukolí

K_H	2,085	σ_{H0}	409,6 MPa
σ_H	591,44 MPa	S_H	1,64
F_{t1}	3198 N	σ_{HPmax}	2400 MPa
σ_{Hmax}	836,43 MPa	$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$	
K_F	2,085	σ_F	214,34 MPa
S_F	2,82	σ_{FSt}	1512,5 MPa
σ_{FPmax}	1210 MPa	σ_{Fmax}	428,7 MPa
$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$			

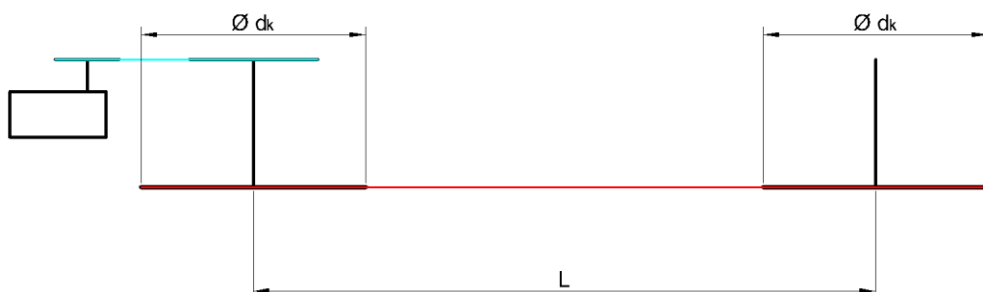
Kontrola ozubení skončila kladně.

4.8 Výpočet napnutí lana vleku

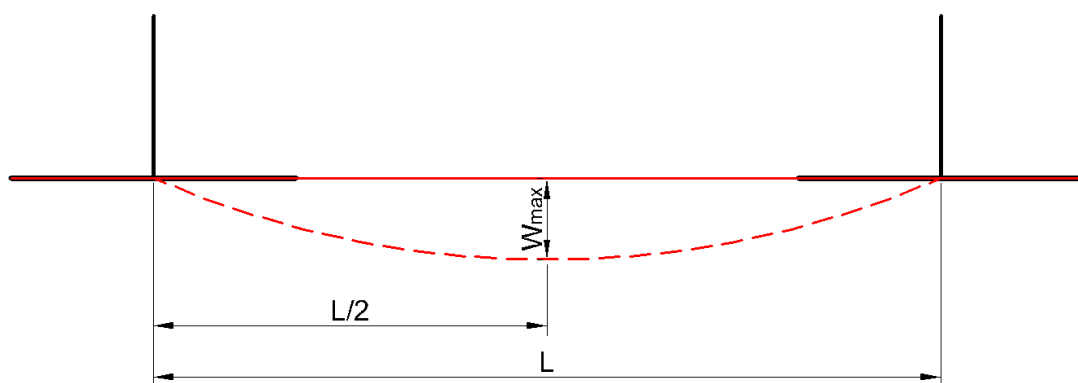
V této kapitole se budeme zabývat napnutím tažného lana vleku. Při výpočtu napnutí jsme vycházeli z přípustného prohnutí lana a dovoleného napětí v jeho průřezu. Napínací síla byla volena tak, aby lano mělo dlouhou životnost a také, aby nedocházelo k jeho spadnutí z vodících kol. [28] a [26]

Tabulka 21: Zadané parametry pro napnutí lana

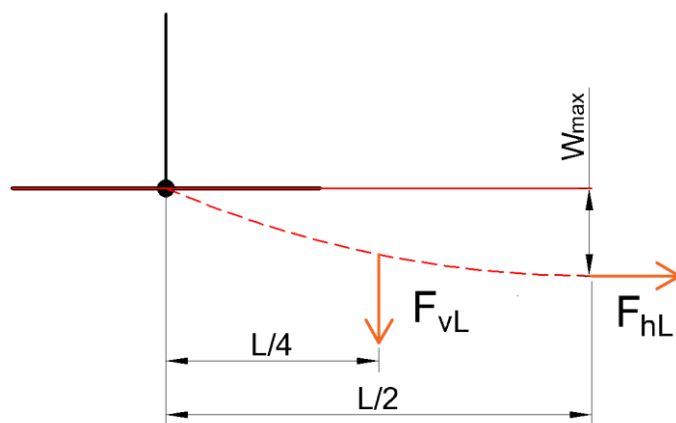
		σ_L	1770 MPa
m_L	$0,23 \text{ kg/m}$	L	100 m
S_f	$35,54 \text{ mm}^2$	d_k	530 mm



Obrázek 14: Schéma vleku



Obrázek 15: Schéma průhybu lana



Obrázek 16: Síly působící na lano

Spojitě zatížení lana od jeho vlastní váhy

$$\gamma = m_L \cdot g = 0,23 \cdot 9,81 = 2,26 \text{ N/m}$$

Vertikální síla v laně

$$F_{vL} = \gamma \cdot \frac{L}{2} = 2,26 \cdot 50 = 113 \text{ N}$$

Požadovaná bezpečnost lana

$$k = 4$$

Horizontální síla v laně

$$F_{hL} = \frac{\sigma_L \cdot S_f}{k} = \frac{1770 \cdot 35,54}{4} = 15727 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k vyznačenému bodu

$$M_v = M_h$$

$$F_{vL} \cdot \frac{L}{4} = F_{hL} \cdot W_{max}$$

$$W_{max} = \frac{F_{vL} \cdot L}{4 \cdot F_{hL}} = \frac{113 \cdot 100}{4 \cdot 15727} \cdot 10^3 = 180 \text{ mm}$$

Obvodová síla vyvozená krouticím momentem, v záběru soukolí A

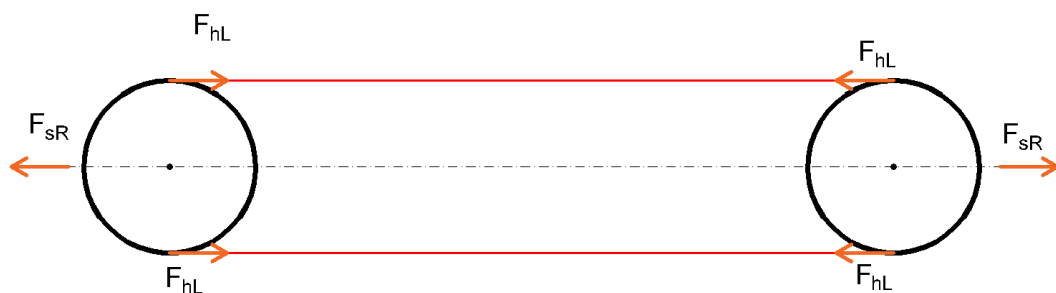
$$F_{oAL} = \frac{M_{k4A} \cdot 2}{d_k} = \frac{323,48 \cdot 2}{530 \cdot 10^{-3}} = 1221 \text{ N}$$

Obvodová síla vyvozená krouticím momentem, v záběru soukolí B

$$F_{oBL} = \frac{M_{k4B} \cdot 2}{d_k} = \frac{646,96 \cdot 2}{530 \cdot 10^{-3}} = 2441 \text{ N}$$

Statická síla napnutí působící na hřídel

$$F_{sR} = 2 \cdot F_{hL} = 2 \cdot 15727 = 31454 \text{ N}$$



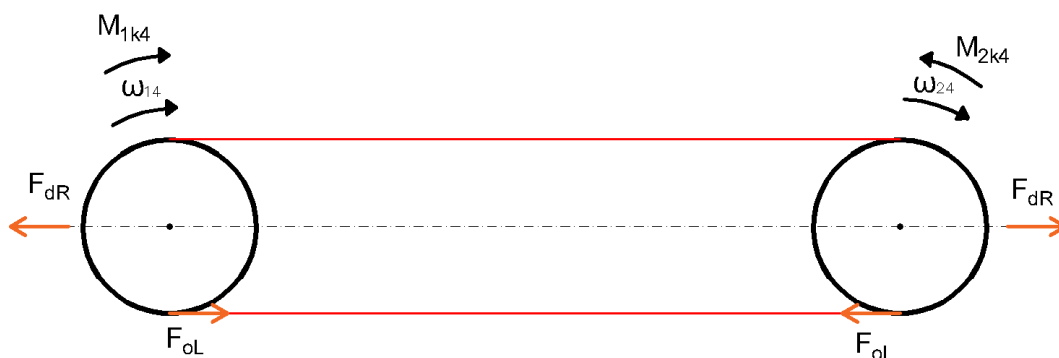
Obrázek 17: Silové poměry statické

Síla působící na hřídel od obvodové síly, v záběru soukolí A

$$F_{dAR} = F_{oAL} = 1221 \text{ N}$$

Síla působící na hřídel od obvodové síly, v záběru soukolí B

$$F_{dBR} = F_{oBL} = 2441 \text{ N}$$



Obrázek 18: Silové poměry dynamické

Výsledná síla na hřídel, v záběru soukolí A

$$F_{vAR} = F_{sR} + F_{dAR} = 31454 + 1221 = 32675 \text{ N}$$

Výsledná síla na hřídel, v záběru soukolí B

$$F_{vBR} = F_{sR} + F_{dBR} = 31454 + 2441 = 33895 \text{ N}$$

4.9 Hřídele

Návrh i kontrola byla provedena pro případ největšího namáhání hřídele. Reakce byly vypočteny pro záběr soukolí A i soukolí B. Obrázek na začátku výpočtu jednotlivých hřídelí pro názornost rovnou obsahuje schéma hřídele + ohybového momentu, který je vypočten následně. Kontrola hřídelí byla vždy provedena ve více kritických místech, abychom našli nejvíce namáhaný průřez. Kontrola tohoto průřezu je uvedena na konci výpočtů každé z hřídelí. [29], [30] a [26]

4.9.1 Vstupní hřídel

Návrh byl proveden z krutu. Pro výrobu hřídele byla vybrána ocel ČSN 11500. Výpočet reakcí proběhl nejdříve pro zařazené soukolí B, poté pro soukolí A.

4.9.1.1 Návrh vstupní hřídele

Tabulka 22: Zadané hodnoty pro návrh vstupní hřídele

τ_{DK}	85 MPa	M_{k1}	49,74 Nm
-------------	--------	----------	----------

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49,74}{\pi \cdot 85}} \cdot 10 = 14,39 \text{ mm}$$

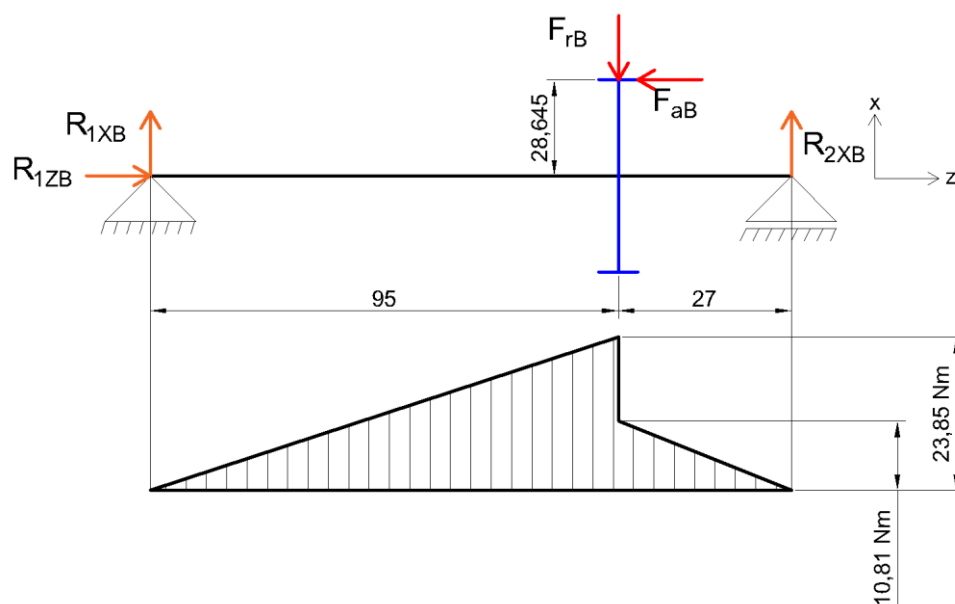
S ohledem přídatku materiálu na drážky per a osazení hřídele ložisky byl zvolen minimální průměr 25 mm.

4.9.1.2 Výpočet reakcí a ohybového momentu vstupní hřídele

V záběru soukolí B, rovina XZ

Tabulka 23: Síly v 1. kole čelního soukolí B

F_{rB}	652 N	F_{aB}	455 N
F_{tB}	1736 N		



Obrázek 19: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí B + ohybový moment, rovina XZ

Reakce, rovina XZ

$$R_{1XB} + R_{2XB} = F_{rB}$$

$$F_{rB} \cdot 95 - F_{aB} \cdot 28,645 = R_{2XB} \cdot 122$$

$$R_{2XB} = \frac{F_{rB} \cdot 95 - F_{aB} \cdot 28,645}{122} = \frac{652 \cdot 95 - 455 \cdot 28,645}{122} = 401 \text{ N}$$

$$R_{1XB} = F_{rB} - R_{2XB} = 652 - 401 = 251 \text{ N}$$

$$R_{1ZB} = F_{aB} = 455 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina XZ

1) $z_1 \in (0; 95)$

$$M_{o1XZB} = R_{1XB} \cdot z_1$$

$$M_{o1XZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1XZB}(95) = 23,85 \text{ Nm}$$

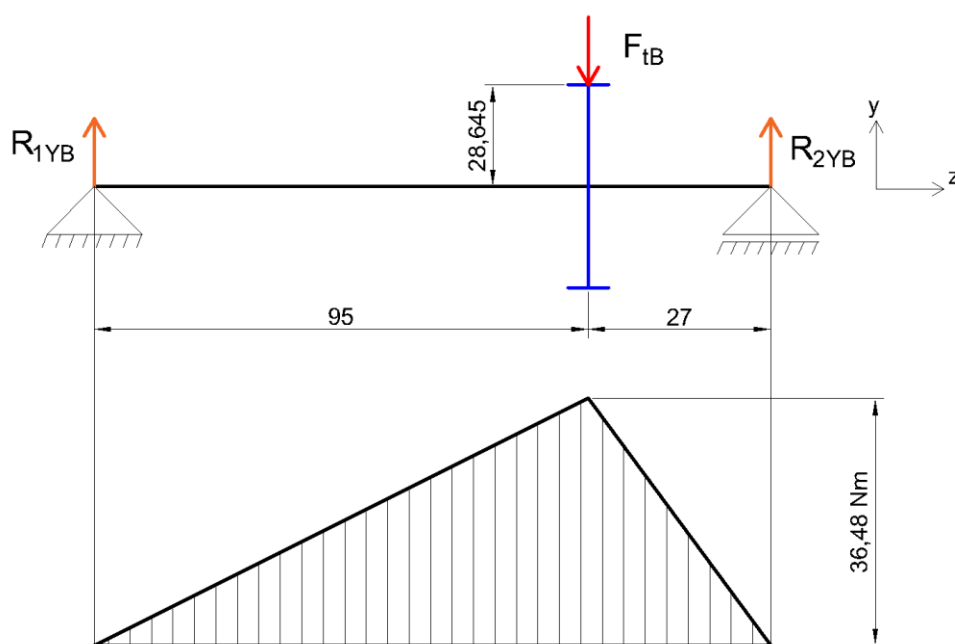
2) $z_2 \in (95; 122)$

$$M_{o2XZB} = R_{1XB} \cdot z_2 - F_{rB} \cdot (z_2 - 95) - F_{aB} \cdot 28,645$$

$$M_{o2XZB}(95) = 10,81 \text{ Nm}$$

$$M_{o2XZB}(122) = 0 \text{ Nm}$$

V záběru soukolí B, rovina YZ



Obrázek 20: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí B + ohybový moment, rovina YZ

Reakce, rovina YZ

$$R_{1YB} + R_{2YB} = F_{tB}$$

$$R_{2YB} = \frac{F_{tB} \cdot 95}{122} = \frac{1736 \cdot 95}{122} = 1352 \text{ N}$$

$$R_{1YB} = F_{tB} - R_{2YB} = 1736 - 1352 = 384 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina YZ

1) $z_1 \in (0; 95)$

$$M_{o1YZB} = R_{1YB} \cdot z_1$$

$$M_{o1YZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1YZB}(95) = 36,48 \text{ Nm}$$

2) $z_2 \in (95; 122)$

$$M_{o2YZB} = R_{1YB} \cdot z_2 - F_{tB} \cdot (z_2 - 95)$$

$$M_{o2YZB}(95) = 36,48 \text{ Nm}$$

$$M_{o2YZB}(122) = 0 \text{ Nm}$$

Celkové reakce v ložiscích

$$R_{1B} = \sqrt{R_{1YB}^2 + R_{1XB}^2} = \sqrt{384^2 + 251^2} = 459 \text{ N}$$

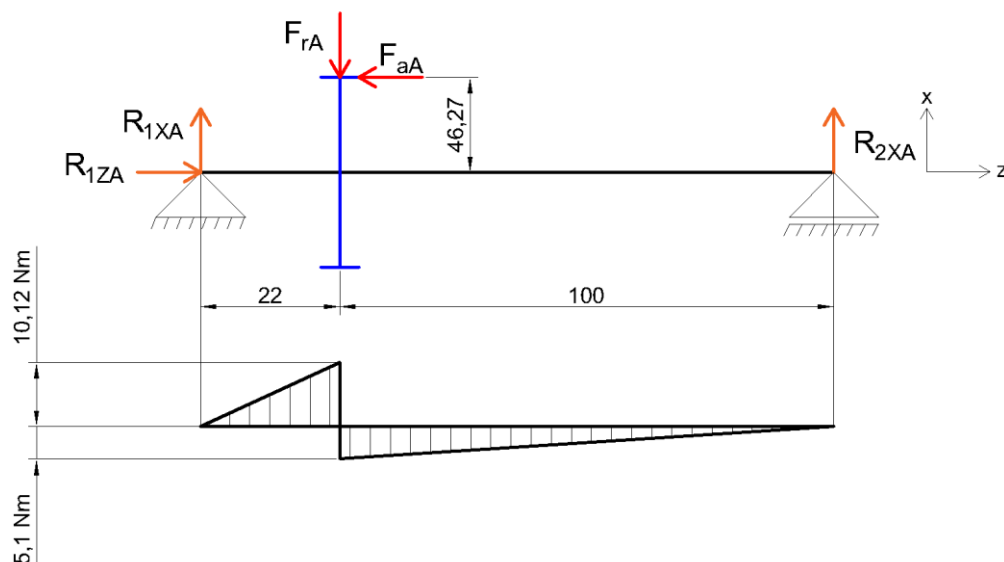
$$R_{2B} = \sqrt{R_{2YB}^2 + R_{2XB}^2} = \sqrt{1352^2 + 401^2} = 1410 \text{ N}$$

$$R_{1ZB} = F_{aB} = 455 \text{ N}$$

V záběru soukolí A, rovina XZ

Tabulka 24: Síly v 1. kole čelního soukolí A

F_{rA}	409 N	F_{aA}	329 N
F_{tA}	1074 N		



Obrázek 21: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí A + ohybový moment, rovina XZ

Reakce, rovina XZ

$$R_{1XA} = F_{rA} - R_{2XA} = 409 + 51 = 460\text{ N}$$

$$F_{rA} \cdot 22 - F_{aA} \cdot 46,27 = R_{2XA} \cdot 122$$

$$R_{1XA} = \frac{F_{rA} \cdot 22 - F_{aA} \cdot 46,27}{122} = \frac{409 \cdot 22 - 329 \cdot 46,27}{122} = -51\text{ N}$$

$$R_{1ZA} = F_{aA} = 329\text{ N}$$

Ohybový moment, rovina XZ

$$1) z_1 \in (0; 22)$$

$$M_{o1XZA} = R_{1XA} \cdot z_1$$

$$M_{o1XZA}(0) = 0\text{ Nm}$$

$$M_{o1XZA}(2) = 10,12\text{ Nm}$$

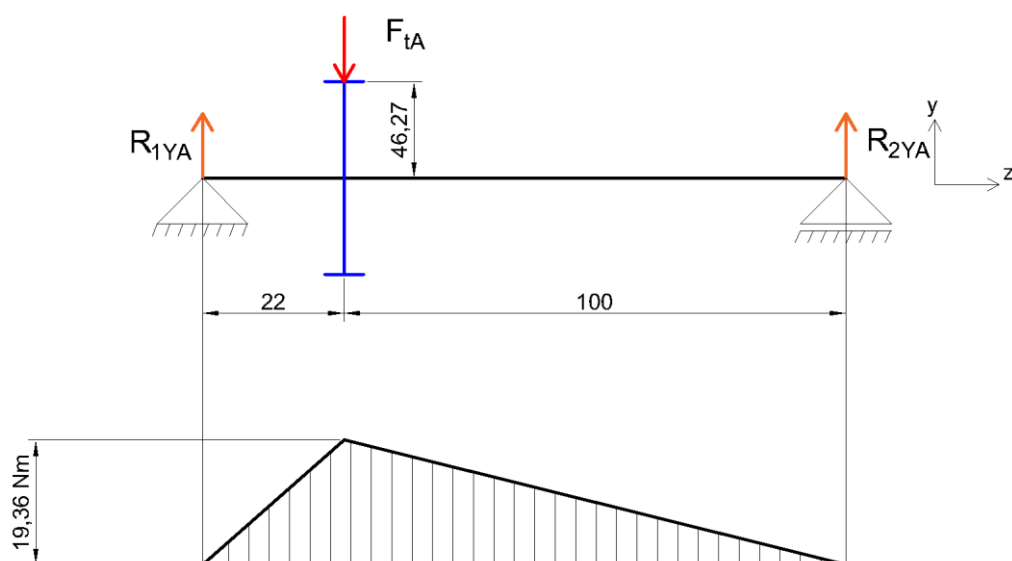
$$2) z_2 \in (22; 122)$$

$$M_{o2XZA} = R_{1XA} \cdot z_2 - F_{rA} \cdot (z_2 - 22) - F_{aA} \cdot 46,27$$

$$M_{o2XZA}(22) = -5,1\text{ Nm}$$

$$M_{o2XZA}(122) = 0\text{ Nm}$$

V záběru soukolí A, rovina YZ



Obrázek 22: Vstupní hřídel v záběru čelní soukolí A + ohybový moment, rovina YZ

Reakce, rovina YZ

$$R_{1YA} = F_{tA} - R_{2YA} = 1074 - 194 = 880 \text{ N}$$

$$F_{tA} \cdot 22 = R_{2YA} \cdot 122$$

$$R_{2YA} = \frac{F_{tA} \cdot 22}{122} = \frac{1074 \cdot 22}{122} = 194 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina YZ

$$1) z_1 \in (0; 22)$$

$$M_{o1YZA} = R_{1YA} \cdot z_1$$

$$M_{o1YZA}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1YZA}(22) = 19,36 \text{ Nm}$$

$$2) z_2 \in (22; 122)$$

$$M_{o2YZA} = R_{1YA} \cdot z_2 - F_{tA} \cdot (z_2 - 22)$$

$$M_{o2YZA}(22) = 19,36 \text{ Nm}$$

$$M_{o2YZA}(122) = 0 \text{ Nm}$$

Celkové reakce v ložiscích

$$R_{1A} = \sqrt{R_{1XA}^2 + R_{1YA}^2} = \sqrt{460^2 + 880^2} = 993 \text{ N}$$

$$R_{2A} = \sqrt{R_{2XA}^2 + R_{2YA}^2} = \sqrt{51^2 + 194^2} = 201 \text{ N}$$

$$R_{AZ1} = F_{Aa} = 329 \text{ N}$$

4.9.1.3 Kontrola vstupní hřídele

Hřídel byla kontrolována pro případ zařazení soukolí B, protože v tomto případě je hřídel namáhána více než v případě zařazení soukolí A. Nejvyšší pravděpodobnost vzniku trhliny je v místě osazení, které je 61 mm od středu axiálně volného ložiska. Dosazením této vzdálenosti do rovnic ohybového momentu pro soukolí B, které platí na intervalu, ve kterém se nachází daná vzdálenost, jsme dostali příslušné ohybové momenty.

Tabulka 25: Zadané hodnoty a zvolené koeficienty pro kontrolu vstupní hřídele

σ_{oc}	180 MPa	σ_m	470 MPa
σ_e	250 MPa	q_1	0,38
q_2	0,36	α	2,35
η	0,93	ν	0,92
d	20 mm	D	25 mm
r	0,5 mm	M_{k1}	49,74 Nm

$$M_{o1XZB}(61) = R_{AX2} \cdot z_1 = 254 \cdot 0,061 = 15,49 \text{ Nm}$$

$$M_{o1YZB}(61) = R_{AY2} \cdot z_1 = 384 \cdot 0,061 = 23,42 \text{ Nm}$$

$$M_{o1B}(61) = \sqrt{M_{o1XZ}^2 + M_{o1YZ}^2} = 28,08 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{o1B}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 28,08}{\pi \cdot 0,02^3} = 35,75 \text{ MPa}$$

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,38 + 0,36}{2} = 0,37$$

$$\beta_v = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,37 \cdot (2,35 - 1) = 1,50$$

$$\sigma_{oc}^* = \sigma_{oc} \cdot \frac{\eta \cdot \nu}{\beta_v} = 180 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,92}{1,50} = 102,67 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_a} = \frac{102,67}{35,75} = 2,87$$

$$\tau_{kl} = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}} = \frac{250}{\sqrt{3}} = 144,34 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 49,74}{\pi \cdot 0,02^3} = 31,67 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{144,34}{31,67} = 4,56 \text{ MPa}$$

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{2,87^2 \cdot 4,56^2}{2,87^2 + 4,56^2}} = 2,43$$

Kontrola skončila kladně. Hřídel namáhání vydrží.

4.9.2 Předlohový hřídel

Návrh byl proveden z krutu. Pro výrobu hřídele byla vybrána ocel ČSN 11700. Výpočet reakcí a momentů proběhl nejdříve pro zařazené soukolí B, poté pro soukolí A.

4.9.2.1 Návrh předlohového hřídele

Tabulka 26: Zadané hodnoty pro návrh předlohového hřídele

τ_{DK}	125 MPa	M_{k2B}	152,79 Nm
-------------	---------	-----------	-----------

S ohledem na přídavek materiálu na drážky per a osazení hřídele ložisky byl zvolen minimální průměr 25 mm.

4.9.2.2 Výpočet reakcí a ohyb. momentů předlohového hřídele

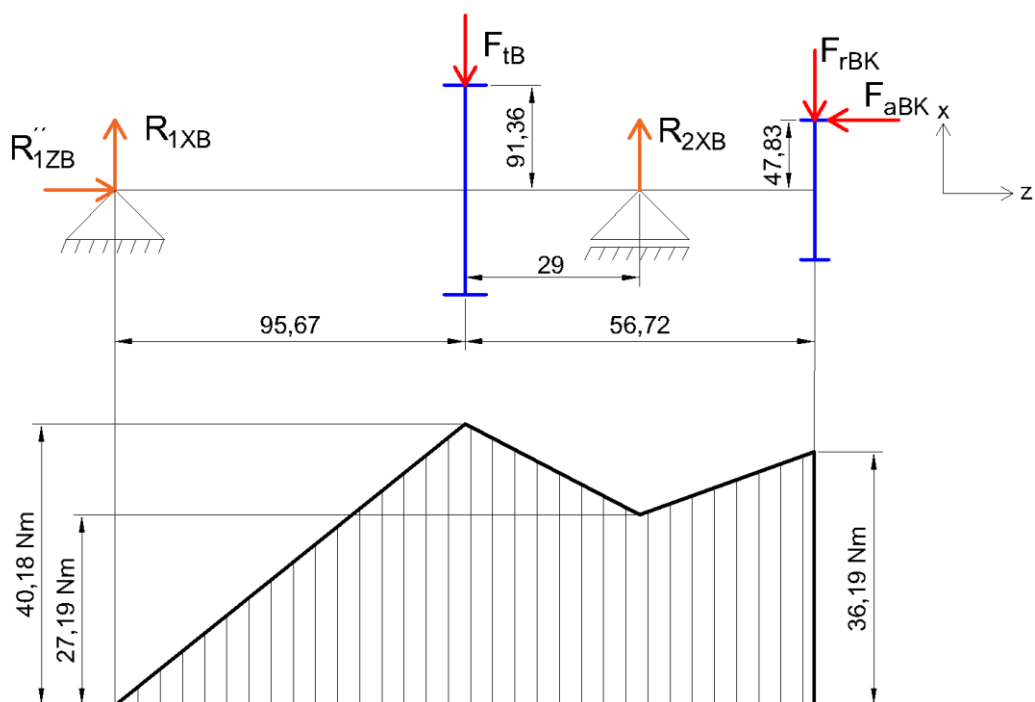
V záběru soukolí B, rovina XZ

Tabulka 27: Síly v 2. kole čelního soukolí B

F_{rB}	652 N	F_{aB}	455 N
F_{tB}	1736 N		

Tabulka 28: Síly v pastorku kuželového soukolí, v záběru čelní soukolí B

F_{rBK}	648 N	F_{aBK}	1513 N
F_{tBK}	3198 N		



Obrázek 23: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí B, rovina XZ

Reakce, rovina XZ

$$R_{1XB} + R_{2XB} = F_{tB} + F_{rBK}$$

$$R_{1XB} = F_{tB} + F_{rBK} - R_{2XB} = 1736 + 648 - 1549 = 840 \text{ N}$$

$$R_{2XB} = \frac{F_{tB} \cdot 96,67 + F_{rBK} \cdot (95,67 + 56,72) - F_{aBK} \cdot 47,83}{95,67 + 29}$$

$$R_{BX2} = \frac{1736 \cdot 96,67 + 648 \cdot 152,39 - 1513 \cdot 47,83}{124,67} = 1544 \text{ N}$$

$$R''_{1ZB} = F_{aBK} = 1513 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina XZ

$$1) z_1 \in (0; 95,67)$$

$$M_{o1XZB} = R_{1XB} \cdot z_1$$

$$M_{o1XZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1XZB}(95,67) = 80,36 \text{ Nm}$$

$$2) z_2 \in (95,67; 124,67)$$

$$M_{o2XZB} = R_{1XB} \cdot z_2 - F_{tB} \cdot (z_2 - 95,67)$$

$$M_{o2XZB}(95,67) = 80,36 \text{ Nm}$$

$$M_{o2XZB}(124,67) = 54,38 \text{ Nm}$$

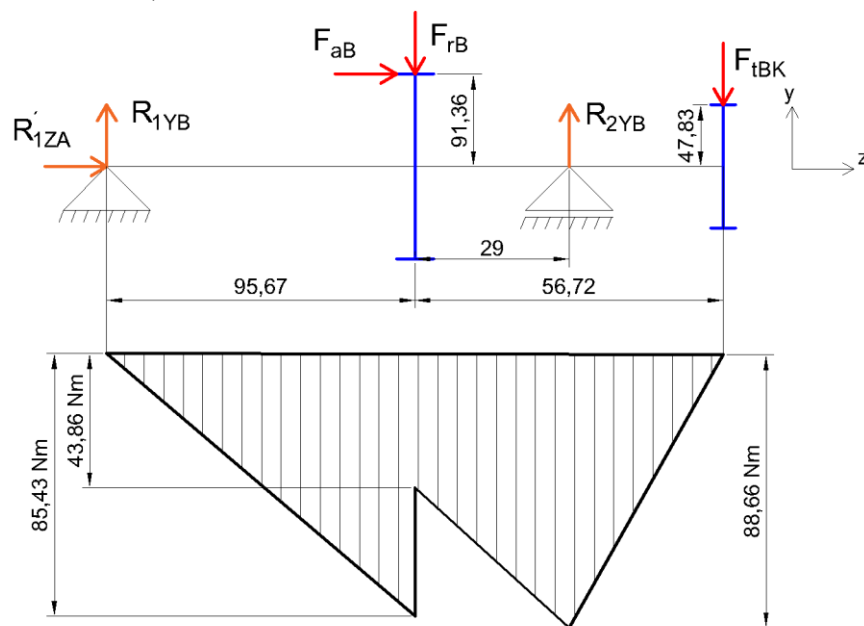
$$3) z_3 \in (0; 27,72)$$

$$M_{o3XZB} = -F_{rBK} \cdot z_3 + F_{aBK} \cdot 47,83$$

$$M_{o3XZB}(0) = 72,37 \text{ Nm}$$

$$M_{o3XZB}(27,72) = 54,38 \text{ Nm}$$

V záběru soukolí B, rovina YZ



Obrázek 24: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí B, rovina YZ

Reakce, rovina YZ

$$R_{1YB} = F_{rB} + F_{tBK} - R_{2YB} = 652 + 3198 - 4743 = -893 \text{ N}$$

$$R_{2YB} = \frac{F_{aB} \cdot 91,36 + F_{rB} \cdot 95,67 + F_{tBK} \cdot (95,67 + 56,72)}{95,67 + 29}$$

$$R_{2YB} = \frac{455 \cdot 91,36 + 652 \cdot 95,67 + 3198 \cdot 152,39}{124,67} = 4743 \text{ N}$$

$$R'_{1ZA} = -F_{aB} = -455 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina YZ

1) $z_1 \in (0; 95,67)$

$$M_{o1YZB} = R_{1YB} \cdot z_1$$

$$M_{o1YZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1YZB}(95,37) = -85,66 \text{ Nm}$$

2) $z_2 \in (95,67; 124,67)$

$$M_{o2YZB} = R_{1YB} \cdot z_2 + F_{aB} \cdot 91,36 - F_{rB} \cdot (z_2 - 95,67)$$

$$M_{o2YZB}(95,67) = -43,86 \text{ Nm}$$

$$M_{o2YZB}(124,67) = -88,66 \text{ Nm}$$

3) $z_3 \in (0; 27,72)$

$$M_{o3YZB} = F_{tBK} \cdot z_3$$

$$M_{o3YZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o3YZB}(27,72) = -88,66 \text{ Nm}$$

Celkové reakce v ložiscích

$$R_{1B} = \sqrt{R_{1XB}^2 + R_{1YB}^2} = \sqrt{840^2 + 893^2} = 1226 \text{ N}$$

$$R_{2B} = \sqrt{R_{2XB}^2 + R_{2YB}^2} = \sqrt{1544^2 + 4743^2} = 4988 \text{ N}$$

$$R_{1ZA} = F_{abK} - F_{aB} = 1513 - 455 = 1058 \text{ N}$$

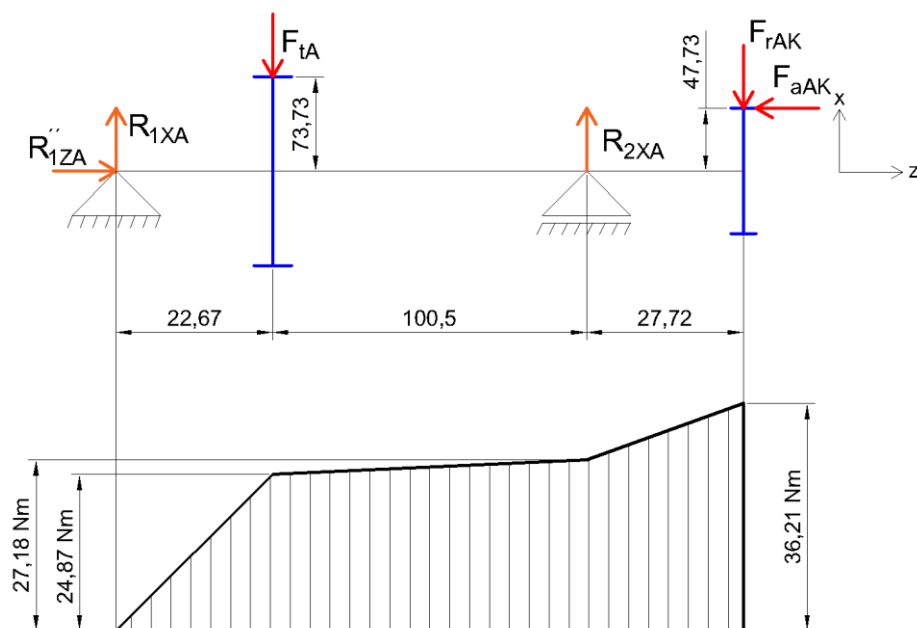
V záběru soukolí A, rovina XZ

Tabulka 29: Síly v 2. kole čelního soukolí A

F_{rA}	409 N	F_{aA}	329 N
F_{tA}	1074 N		

Tabulka 30: Síly v pastorku kuželového soukolí, v záběru soukolí A

F_{rAK}	321 N	F_{aAK}	753 N
F_{tAK}	1591 N		



Obrázek 25: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí A, rovina XZ

Reakce, rovina XZ

$$R_{1XA} = F_{tA} + F_{rAK} - R_{2XA} = 1074 + 321 - 301 = 1097 \text{ N}$$

$$R_{2XA} = \frac{F_{tA} \cdot 22,67 + F_{rAK} \cdot (27,72 + 100,5 + 22,67) - F_{aAK} \cdot 47,83}{22,67 + 100,5}$$

$$R_{2XA} = \frac{1074 \cdot 22,67 + 321 \cdot (27,72 + 100,5 + 22,67) - 753 \cdot 47,83}{123,17}$$

$$R_{2XA} = 301 \text{ N}$$

$$R_{1ZA}'' = F_{aAK} = 753 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina XZ

$$1) z_1 \in (0; 22,67)$$

$$M_{o1XZA} = R_{1XA} \cdot z_1$$

$$M_{o1XZA}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1XZA}(22,67) = 24,87 \text{ Nm}$$

$$2) z_2 \in (22,67; 123,17)$$

$$M_{o2XZA} = R_{1XA} \cdot z_2 - F_{tA} \cdot (z_2 - 22,67)$$

$$M_{o2XZA}(22,67) = 24,87 \text{ Nm}$$

$$M_{o2XZA}(123,17) = 27,18 \text{ Nm}$$

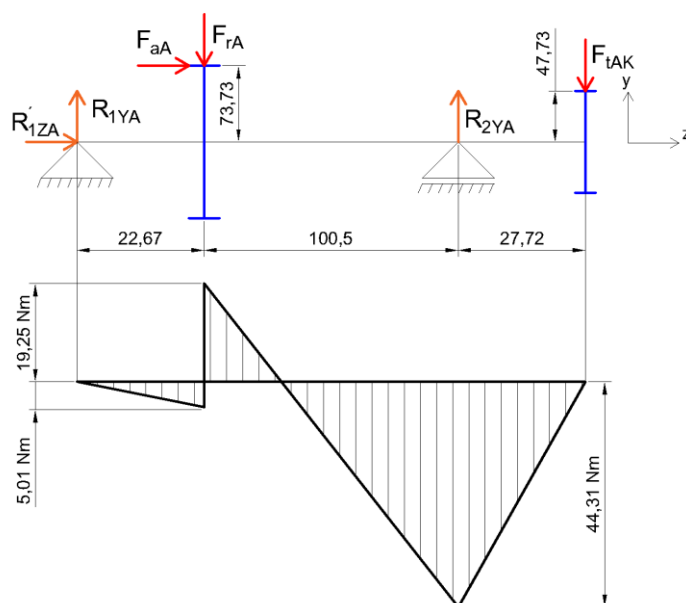
$$3) z_3 \in (0; 27,72)$$

$$M_{o3XZA} = -F_{rAK} \cdot z_3 + F_{aAK} \cdot 47,83$$

$$M_{o3XZA}(0) = 36,21 \text{ Nm}$$

$$M_{o3XZA}(27,72) = 27,18 \text{ Nm}$$

V záběru soukolí A, rovina YZ



Obrázek 26: Předlohový hřídel v záběru čelní soukolí A, rovina YZ

Reakce, rovina YZ

$$R_{1YA} = F_{tAK} + F_{rA} - R_{2YA} = 1591 + 409 - 2221 = -221 \text{ N}$$

$$R_{2YA} = \frac{F_{tAK} \cdot (27,72 + 100,5 + 22,67) + F_{rA} \cdot 22,67 + F_{aA} \cdot 73,73}{100,5 + 22,67}$$

$$R_{2YA} = \frac{1591 \cdot 150,89 + 409 \cdot 22,67 + 329 \cdot 73,73}{123,17} = 2221 \text{ N}$$

$$R'_{1ZA} = -F_{aA} = -329 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina YZ

1) $z_1 \in (0; 22,67)$

$$M_{o1YZA} = R_{1YA} \cdot z_1$$

$$M_{o1YZA}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1YZA}(22,67) = -5,01 \text{ Nm}$$

2) $z_2 \in (22,67; 123,17)$

$$M_{o2YZA} = R_{1YA} \cdot z_2 + F_{aA} \cdot 73,73 - F_{rA} \cdot (z_2 - 22,67)$$

$$M_{o2YZA}(22,67) = 19,25 \text{ Nm}$$

$$M_{o2YZA}(123,17) = -44,31 \text{ Nm}$$

3) $z_3 \in (0; 27,72)$

$$M_{o3YZA} = -F_{tAK} \cdot z_3$$

$$M_{o3YZA}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o3YZA}(27,72) = -44,31 \text{ Nm}$$

Celkové reakce v ložiscích

$$R_{1A} = \sqrt{R_{1XA}^2 + R_{1YA}^2} = \sqrt{1097^2 + 221^2} = 1119 \text{ N}$$

$$R_{2A} = \sqrt{R_{2XA}^2 + R_{2YA}^2} = \sqrt{301^2 + 2221^2} = 2241 \text{ N}$$

$$R_{1ZA} = F_{aAK} - F_{aA} = 753 - 329 = 424 \text{ N}$$

4.9.2.3 Kontrola předlokové hřídele

Hřídel byla kontrolována pro případ zařazení soukolí B, protože v tomto případě je hřídel namáhána více než v případě zařazení soukolí A. Nejvyšší pravděpodobnost vzniku trhliny je v místě osazení, které je 9 mm od středu axiálně volného ložiska. Dosazením této vzdálenosti do rovnic ohybového momentu pro soukolí B, které platí na intervalu, ve kterém se nachází daná vzdálenost, jsme dostali příslušné ohybové momenty.

Tabulka 31: Zadané hodnoty a zvolené koeficienty pro kontrolu předlokové hřídele

σ_{oc}	280 MPa	r	0,5 mm
M_{k2b}	152,79 Nm	q_1	0,5
q_2	0,45	α	2,6
η	0,875	ν	0,89
σ_m	700 MPa	σ_e	350 MPa
d	25 mm	D	28 mm

Tabulka 32: Hodnoty vypočtené při kontrole předlokového hřídele

q	0,475	β_v	1,76
τ_{kl}	202,1 MPa	σ_{oc}^*	123,89 MPa
k_σ	1,95	k_τ	4,06
k	1,62	σ_a	63,49 MPa
τ_k	49,8 MPa	M_{o2B}	97,37 Nm

Kontrola skončila kladně. Hřídel namáhání vydrží.

4.9.3 Výstupní hřídel z převodovky

Návrh byl proveden z krutu. Pro výrobu hřídele byla vybrána ocel ČSN 11600. Výpočet reakcí a momentů proběhl nejdříve pro zařazené soukolí B, poté pro soukolí A.

4.9.3.1 Návrh výstupního hřídele

Tabulka 33: Zadané hodnoty pro návrh výstupní hřídele

τ_{DK}	105 MPa	M_{k3B}	366,59 Nm
-------------	---------	-----------	-----------

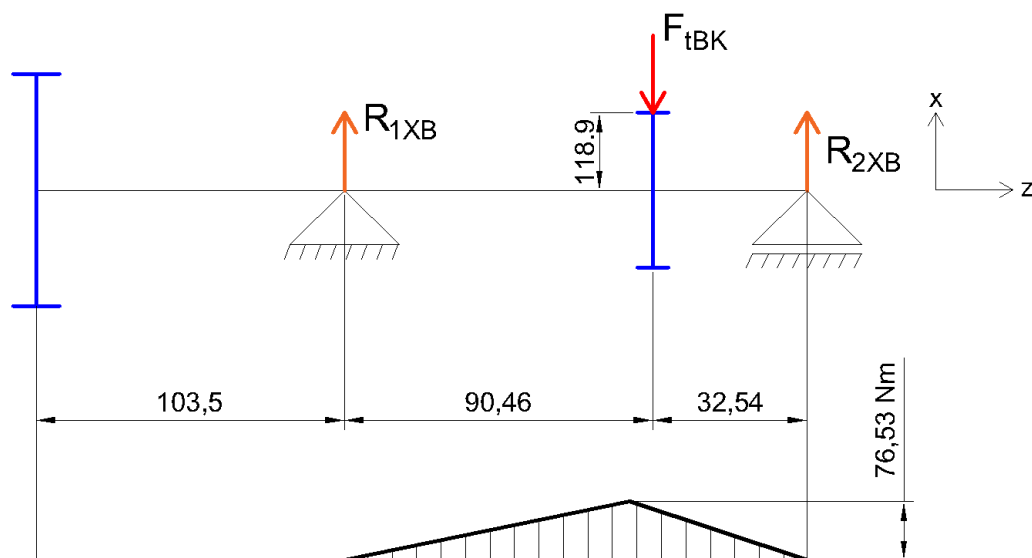
S ohledem na přídavek materiálu na drážky per a osazení hřídele ložisky byl zvolen minimální průměr 35 mm.

4.9.3.2 Výpočet reakcí a ohybové momentů výstupní hřídele

V záběru soukolí B, rovina XZ

Tabulka 34: Síly v 2. kole kuželového soukolí a síla od řemenu, v záběru soukolí B

F_{rBK}	1513 N	F_{aBK}	648 N
F_{tBK}	3198 N	F_{rB}	3243 N



Obrázek 27: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí B, rovina XZ

Reakce, rovina XZ

$$R_{1XB} = F_{tBK} - R_{2XB} = 3198 - 2352 = 846 \text{ N}$$

$$R_{2XB} = \frac{F_{tBK} \cdot 90,46}{90,46 + 32,54}$$

$$R_{2XB} = \frac{3198 \cdot 90,46}{123} = 2352 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina XZ

1) $z_1 \in (0; 32,54)$

$$M_{o1XZB} = R_{2XB} \cdot z_1$$

$$M_{o1XZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1XZB}(32,54) = 76,53 \text{ Nm}$$

2) $z_2 \in (32,54; 123)$

$$M_{o2XZB} = R_{2XB} \cdot z_2 - F_{tBK} \cdot (z_2 - 32,54)$$

$$M_{o2XZB}(32,54) = 76,53 \text{ Nm}$$

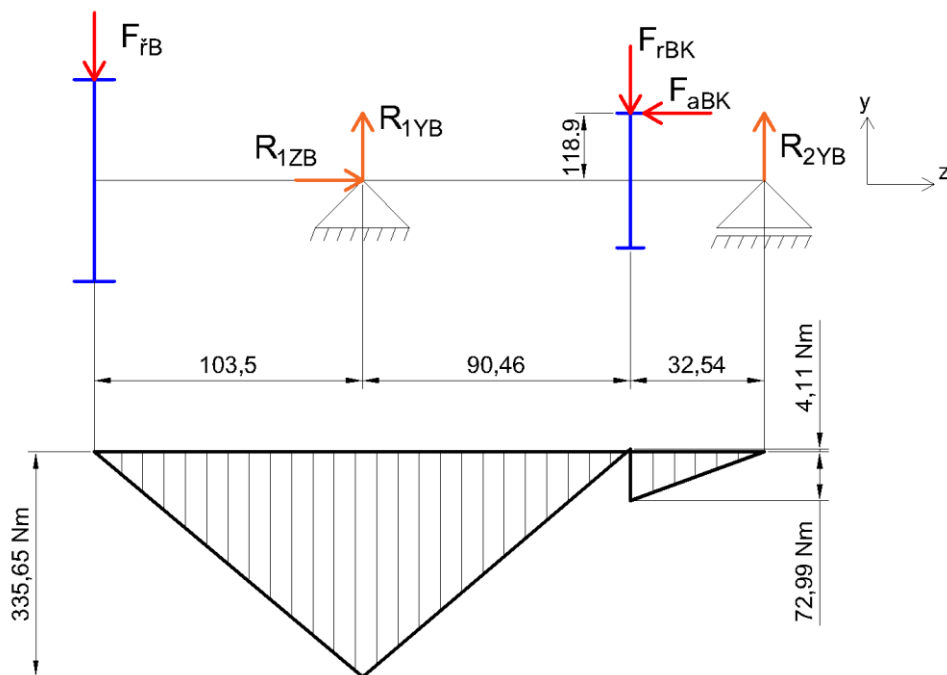
$$M_{o2XZB}(123) = 0 \text{ Nm}$$

$$3) z_3 \in (0; 103,5)$$

$$M_{o3XZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o3ZXB}(103,5) = 0 \text{ Nm}$$

V záběru soukolí B, rovina YZ



Obrázek 28: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí B, rovina YZ

Reakce, rovina YZ

$$R_{1YB} = F_{rBK} + F_{rB} - R_{2YB} = 1513 + 3243 + 2243 = 6999 \text{ N}$$

$$R_{2YB} = \frac{-F_{rB} \cdot 103,5 + F_{rBK} \cdot 90,46 - F_{aBK} \cdot 118,9}{90,46 + 32,54}$$

$$R_{2YB} = \frac{-3243 \cdot 103,5 + 1513 \cdot 90,46 - 648 \cdot 118,9}{123} = -2243 \text{ N}$$

Ohybový moment, rovina YZ

$$1) z_1 \in (0; 103,5)$$

$$M_{o1XZB} = -F_{rB} \cdot z_1$$

$$M_{o1YZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1YZB}(103,5) = -335,65 \text{ Nm}$$

$$2) z_2 \in (103,5; 193,96)$$

$$M_{o2YZB} = -F_{rB} \cdot z_1 + R_{1YB} \cdot (z_2 - 103,5)$$

$$M_{o2YZB}(103,5) = -335,65 \text{ Nm}$$

$$M_{o2YZB}(193,96) = 4,11 \text{ Nm}$$

$$3) z_3 \in (0; 32,54)$$

$$M_{03YZB} = R_{2YB} \cdot z_3$$

$$M_{03YZB}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{03YZB}(32,54) = -72,99 \text{ Nm}$$

Celkové reakce v ložiscích

$$R_{1B} = \sqrt{R_{1XB}^2 + R_{1YB}^2} = \sqrt{846^2 + 6999^2} = 7050 \text{ N}$$

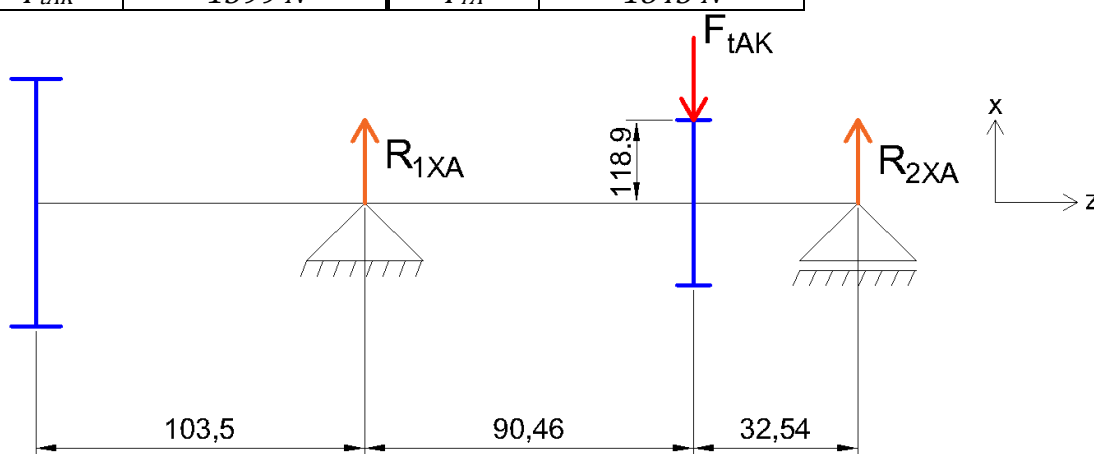
$$R_{2B} = \sqrt{R_{2XB}^2 + R_{2YB}^2} = \sqrt{2352^2 + 2243^2} = 3250 \text{ N}$$

$$R_{1ZB} = F_{aBK} = 648 \text{ N}$$

V záběru soukolí A, rovina XZ

Tabulka 35: Síly v 2. kole kuželového soukolí a síla od řemenu, v záběru soukolí A

F_{rAK}	757 N	F_{aAK}	324 N
F_{tAK}	1599 N	F_{fA}	1845 N



Obrázek 29: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí A, rovina XZ

Reakce, rovina XZ

Reakce byly spočítány obdobným způsobem, jako v případě zařazení soukolí B. Pouze do rovnic pro reakce byly dosazeny síly při zařazení soukolí A.

Tabulka 36: Reakce v ložiscích na výstupní hřídeli, rovina XZ, v záběru soukolí A

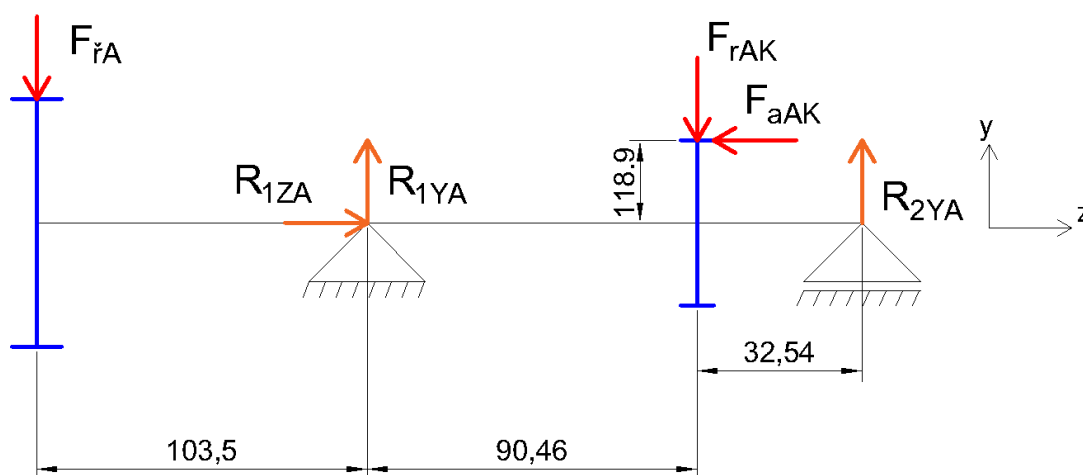
R_{1XA}	423 N	R_{2XA}	1176 N
-----------	-------	-----------	--------

Ohybový moment, rovina XZ

Ohybový moment v případě zařazení soukolí A nebyl vypočten, jeho průběh by byl stejný jako v případě zařazení soukolí B. Jeho hodnoty by však byly menší. Pro

kontrolu hřídele jsme použili ohybový moment, když je zařazeno soukolí B. Počítat tedy ohybový moment pro tuto hřídel, když je v záběru soukolí A, by nemělo význam.

V záběru soukolí A, rovina YZ



Obrázek 30: Výstupní hřídel z převodovky v záběru čelní soukolí A, rovina YZ

Reakce, rovina YZ

Reakce byly spočítány obdobným způsobem, jako v případě zařazení soukolí B. Pouze do rovnic pro reakce byly dosazeny síly při zařazení soukolí A.

Tabulka 37: Reakce v ložiscích na výstupní hřídeli, rovina YZ, v záběru soukolí A

R_{1YA}	3911 N	R_{2YA}	-1309 N
R_{1ZA}	324 N		

Ohybový moment, rovina YZ

Ohybový moment v případě zařazení soukolí A nebyl vypočten, jeho průběh by byl stejný jako v případě zařazení soukolí B. Jeho hodnoty by však byly menší. Pro kontrolu hřídele jsme použili ohybový moment, když je zařazeno soukolí B. Počítat tedy ohybový moment pro tuto hřídel, když je v záběru soukolí A, by nemělo význam.

Celkové reakce v ložiscích

Tabulka 38: Celkové reakce v ložiscích na výstupní hřídeli, v záběru soukolí A

R_{1A}	3934 N	R_{2A}	1760 N
R_{1ZA}	324 N		

4.9.3.3 Kontrola výstupní hřídele

Hřídel byla kontrolována pro případ zařazení soukolí B, protože v tomto případě je hřídel namáhána více než v případě zařazení soukolí A. Nejvyšší pravděpodobnost vzniku trhliny je v místě osazení, které je 11,5 mm od středu ax. vodícího ložiska. Dosazením této vzdálenosti do rovnic ohybového momentu pro soukolí B, které platí na intervalu, ve kterém se nachází daná vzdálenost, jsme dostali příslušné ohybové momenty.

Tabulka 39: Zadané hodnoty a zvolené koeficienty pro kontrolu výstupního hřídele

σ_{oc}	210 MPa	r	1 mm
M_{k3B}	366,59 Nm	q_1	0,55
q_2	0,44	α	2,57
η	0,89	ν	0,84
σ_m	600 MPa	σ_e	300 MPa
d	40 mm	D	50 mm

Tabulka 40: Hodnoty vypočtené při kontrole výstupního hřídele

q	0,495	β_v	1,78
τ_{kl}	173,2 MPa	σ_{oc}^*	88,2 MPa
k_σ	1,86	k_τ	5,99
k	1,78	σ_a	47,39
τ_k	28,92 MPa	M_{o3B}	298,36 Nm

Kontrola skončila kladně. Hřídel namáhání vydrží.

4.9.4 Hřídel uložená v rámu

Návrh byl proveden z krutu. Pro výrobu hřídele byla vybrána ocel ČSN 11600. Výpočet reakcí a momentů proběhl nejdříve pro zařazené soukolí B, poté pro soukolí A.

4.9.4.1 Návrh hřídele uložené v rámu

Tabulka 41: Zadané hodnoty pro návrh hřídele uložené v rámu

τ_{DK}	105 MPa	M_{k4B}	646,96 Nm
-------------	---------	-----------	-----------

S ohledem na přídavek materiálu pro drážky per a osazení hřídele ložisky byl zvolen minimální průměr 46 mm.

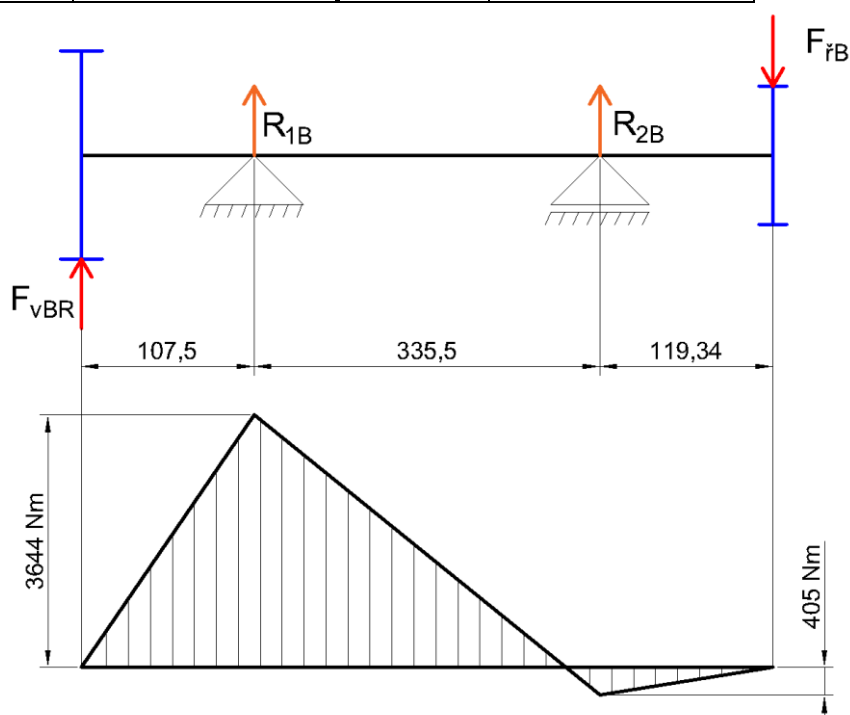
4.9.4.2 Výpočet reakcí a ohybového momentu hřídele v rámu

Směr síly působící na hřídel od hnacího kola vleku byl zvolen tak, aby reakce v ložiscích vyšly co největší. Bylo tak učiněno proto, aby ložiska byla dimenzována na největší možné zatížení, které v nich může vzniknout v důsledku individuálního směru vedení ocelového lana na hnacím kole.

V záběru soukolí B

Tabulka 42: Síly v 2. řemenici a v hnacím kole vleku, v záběru soukolí B

F_{vBR}	33895 N	$F_{řB}$	3243 N
-----------	---------	----------	--------



Obrázek 31: Hřídel uložený v rámu, v záběru čelní soukolí B

Reakce

$$R_{1B} = F_{řB} - R_{2B} - F_{vBR} = 3243 - 15257 - 33895 = -45909 \text{ N}$$

$$R_{2B} = \frac{F_{vBR} \cdot 107,5 + F_{řB} \cdot (335,5 + 119,34)}{330}$$

$$R_{2B} = \frac{33895 \cdot 107,5 + 3243 \cdot (335,5 + 119,34)}{335,5} = 15257 \text{ N}$$

Ohybový moment

$$1) z_1 \in (0; 107,5)$$

$$M_{o1B} = F_{vBR} \cdot z_1$$

$$M_{o1B}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o1B}(107,5) = 3644 \text{ Nm}$$

$$2) z_2 \in (107,5; 443)$$

$$M_{o2B} = F_{vBR} \cdot z_2 + R_{1B} \cdot (z_2 - 107,5)$$

$$M_{o2B}(107,5) = 3644 \text{ Nm}$$

$$M_{o2B}(443) = -389 \text{ Nm}$$

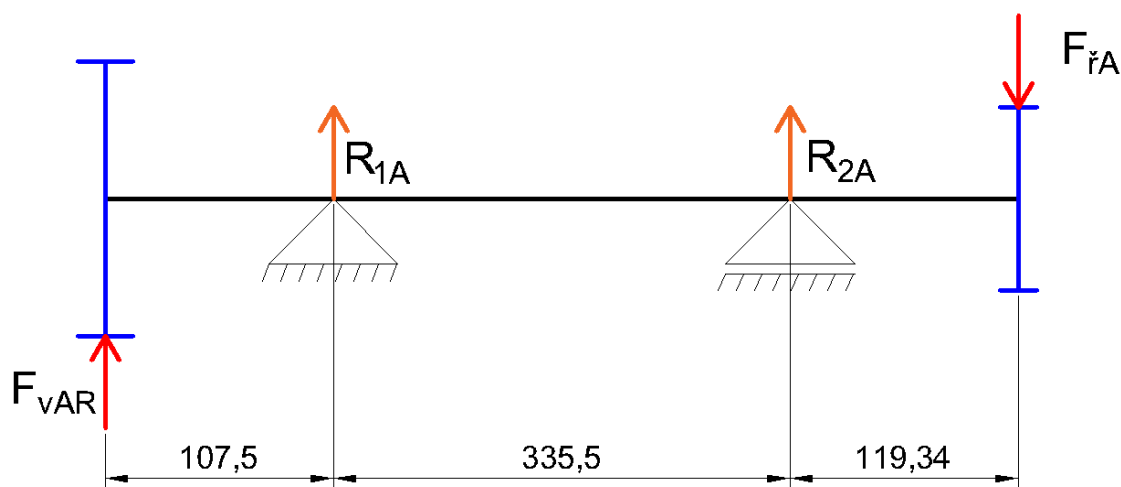
$$3) z_3 \in (0; 119,34)$$

$$M_{o3B} = -F_{rB} \cdot z_3$$

$$M_{o3B}(0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o3B}(119,34) = -389 \text{ Nm}$$

V záběru soukolí A



Obrázek 32: Hřídel uložený v rámu, v záběru čelní soukolí A

Tabulka 43: Síly v 2. řemenici a v hnacím kole vleku, v záběru soukolí A

F_{vAR}	32675 N	F_{rA}	1845 N
-----------	-------------------	----------	------------------

Reakce

Reakce byly spočítány obdobným způsobem, jako v případě zařazení soukolí B. Pouze do rovnic pro reakce byly dosazeny síly při zařazení soukolí A.

Tabulka 44: Celkové reakce v lož. na hřídeli uložené v rámu, v záběru soukolí A

R_{1A}	43801 N	R_{2A}	12971 N
----------	-------------------	----------	-------------------

Ohybový moment

Ohybový moment v případě zařazení soukolí A nebyl vypočten, jeho průběh by byl stejný jako v případě zařazení soukolí B. Jeho hodnoty by však byly menší. Pro kontrolu hřídele jsme použili ohybový moment, když je zařazeno soukolí B. Počítat tedy ohybový moment pro tuto hřídel, když je v záběru soukolí A, by nemělo význam.

4.9.4.3 Kontrola hřídele uložené v rámu

Hřídel byla kontrolována pro případ zařazení soukolí B, protože v tomto případě je hřídel namáhána více než v případě zařazení soukolí A. Nejvyšší pravděpodobnost vzniku trhliny je v místě zápichu pro pojistný kroužek, které je 15 mm od středu ax. vodícího ložiska. Dosazením této vzdálenosti do rovnic ohybového momentu pro soukolí B, které platí na intervalu, ve kterém se nachází daná vzdálenost, jsme dostali příslušné ohybové momenty.

Tabulka 45: Zadané hodnoty a zvolené koef. pro kontrolu hřídele uloženého v rámu

σ_{oc}	210 MPa	r	0,3 mm
M_{k4B}	646,96 Nm	q_1	0,41
q_2	0,33	α	2,8
η	0,89	ν	0,72
σ_m	700 MPa	σ_e	350 MPa
d	86,5 mm	D	90 mm

Tabulka 46: Hodnoty vypočtené při kontrole hřídele uloženého v rámu

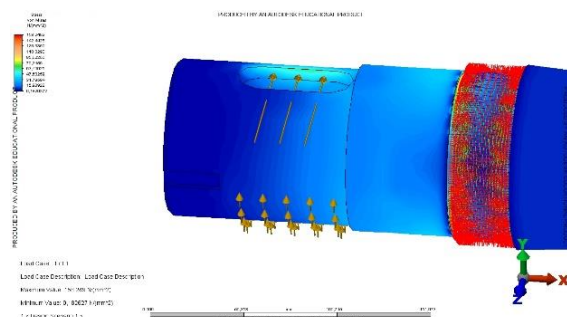
q	0,37	β_v	1,67
τ_{kl}	202,07 MPa	σ_{oc}^*	80,58 MPa
k_σ	1,83	k_τ	44,71
k	1,83	σ_a	44 MPa
τ_k	4,52 MPa	M_{o3B}	3464 Nm

Kontrola skončila kladně. Hřídel namáhání vydrží

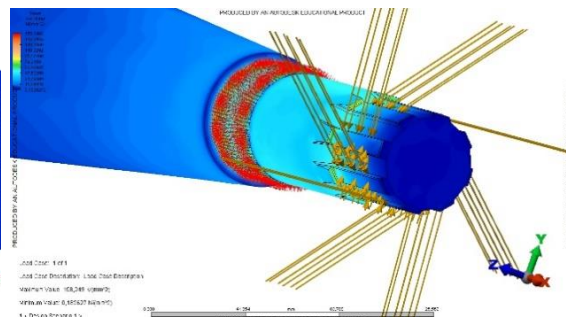
4.9.4.4 Metoda konečných prvků

U této hřídele byla také provedena kontrola metodou konečných prvků. Metodu jsme použili právě u této hřídele, protože je nejvíce namáhána jak krutem, tak ohybem. K této simulaci byl využit software Autodesk Simulation Mechanical 2016. Jako geometrii pro simulaci jsme využili vymodelovaný hřídel ze softwaru Autodesk Inventor Professional 2016. Ještě před začátkem simulace byly rozděleny plochy na hřídeli. Plochy jsme dělili kvůli správnému umístění sil na hřídeli. Před samotnou simulací byla hřídel pokryta sítí prvků, která obsahuje 911610 elementů a 211801 uzlů. Síť byla zjemněna v místech vrubů. Dále jsme na plochy aplikovali síly. Poté byly zavedeny okrajové podmínky na plochách, kde jsou uložena ložiska. Vazby v simulaci jsou následující, pod axiálně vodícím ložiskem jsme zafixovali radiální a axiální směr. Pod axiálně volným ložiskem jsme zafixovali směr radiální a tangenciální. Byla provedena simulace, jejíž výsledky jsou součástí této práce. Simulaci jsme také provedli s následujícími okrajovými

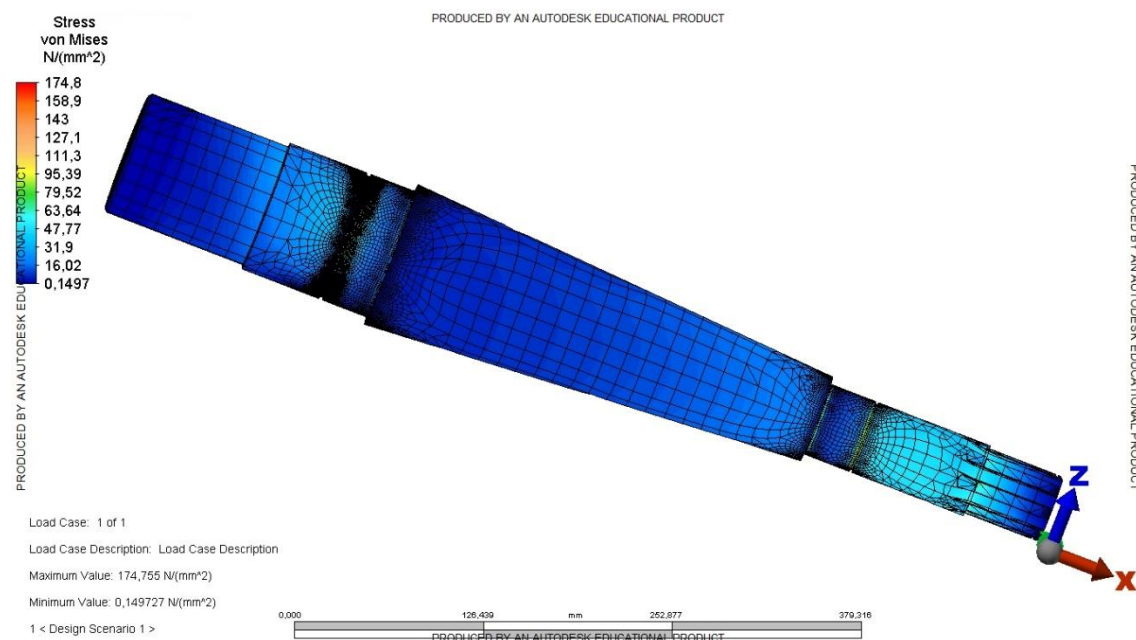
podmínkami, pod axiálně vodícím ložiskem jsme zafixovali radiální, axiální i tangenciální směr a u axiálně volného ložiska směr radiální. Výsledky z této simulace však nebyly nejvhodnější, jelikož v místě tangenciální vazby nejsou výsledky příliš přesné a v její blízkosti se nacházelo kritické místo.



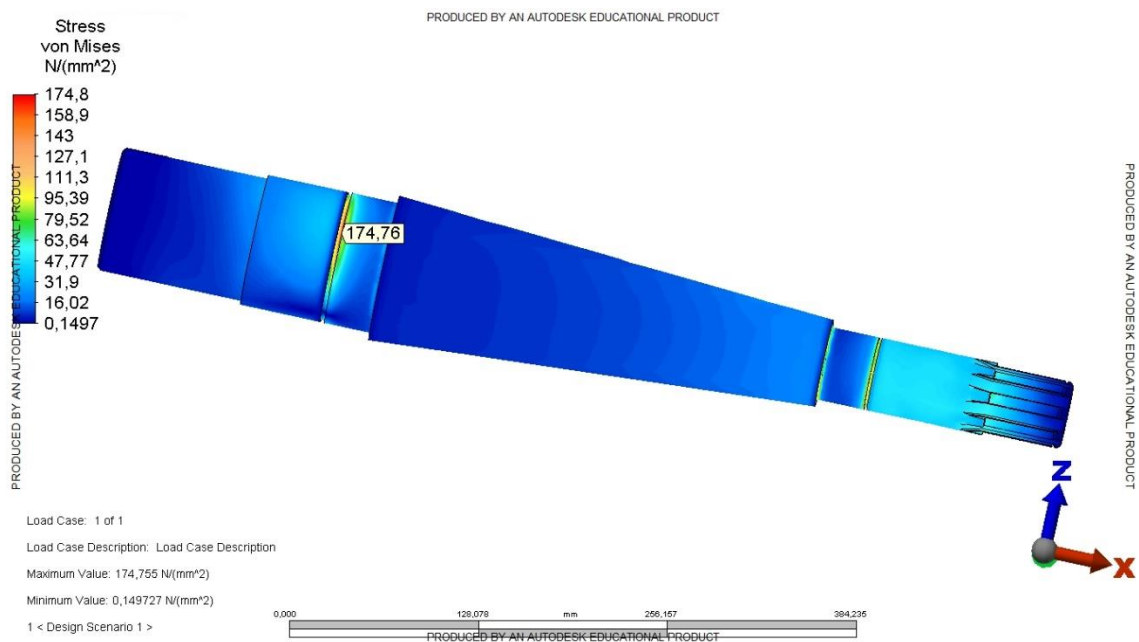
Obrázek 34: Okrajové podmínky a síly ax. vodící ložisko



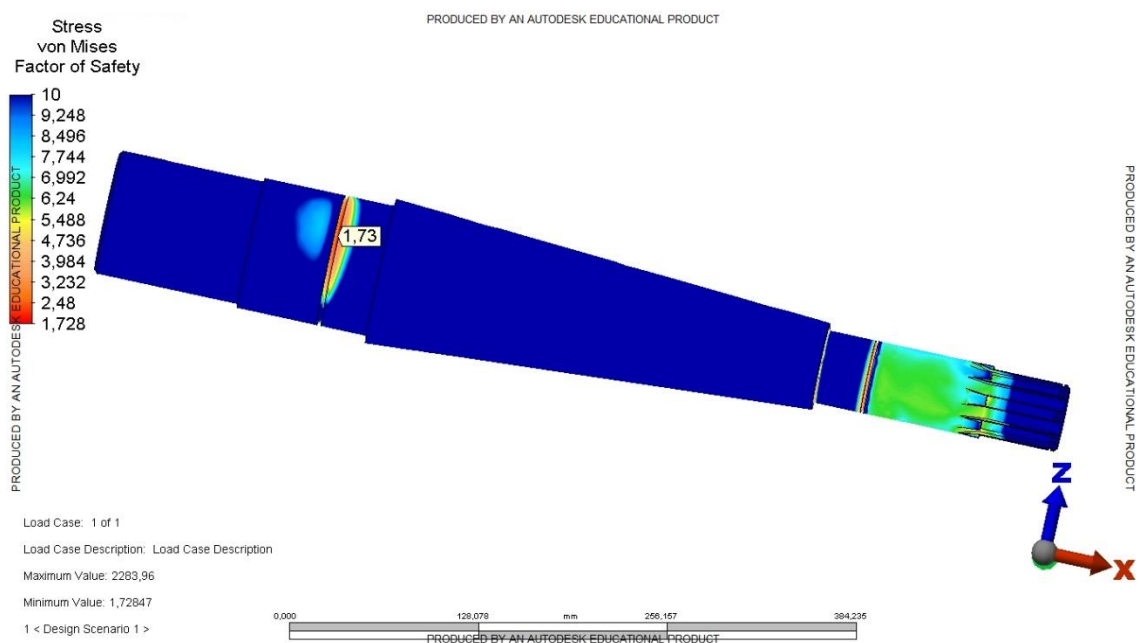
Obrázek 33: Okrajové podmínky a síly ax. volné ložisko



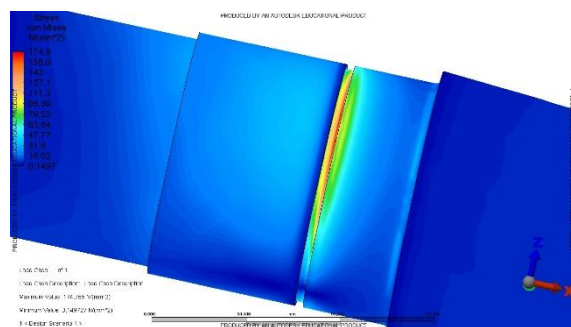
Obrázek 35: Pohled na síť



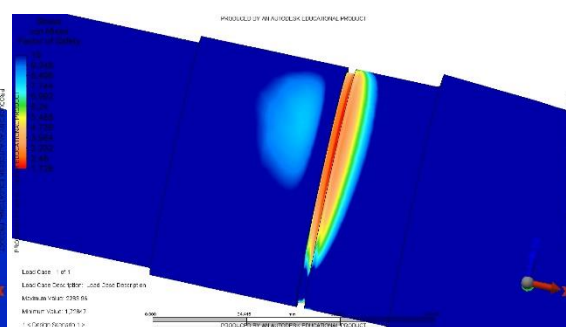
Obrázek 36: Redukované napětí von Mises



Obrázek 37: Součinitel bezpečnosti



Obrázek 38: Kritické místo, von Mises



Obrázek 39: Kritické místo, bezpečnost

Nejvyšší redukované napětí dosahovalo hodnoty 174,76 MPa, bezpečnost v nejkritičtějších místech byla 1,73. Hodnota bezpečnosti byla téměř shodná s hodnotou vypočtenou ručně. Byla získána porovnáním nejvyššího redukovaného napětí s mezí kluzu v tahu. Ovšem největší redukované napětí bylo také nižší než mez únavy v ohybu.

4.10 Kontrola ložisek

Ložiska byla v převodovce volena tak, aby jejich životnost byla co nejbližší vyšší hodnota, než je požadovaných 8000 hodin. V převodovce a rámu jsme tak použili kuličková nebo válečková ložiska různých velikostí. Ložiska s největší dynamickou únosností byla použita na hřídeli uložené v rámu. Na tuto hřídel totiž působí velká radiální síla od napnutí tažného lana. [29] a [31]

4.10.1 Ložiska na vstupní hřídel

Axiálně vodící ložisko (SKF 6303 N)

Tabulka 47: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. vodícího ložiska na vstupní hřídeli

R_{1A}	993 N	R_{1B}	459 N
R_{1ZA}	329 N	R_{1ZB}	455 N
f_0	12	C_0	6550 N
p_t	3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	14300 N
n_1	2880 min ⁻¹		

Zatížení ložiska, když je v záběru čelní soukolí A

$$\frac{f_0 \cdot R_{1ZA}}{C_0} = \frac{12 \cdot 329}{6550} = 0,603 \Rightarrow e_A = 0,26 \Rightarrow X_A = 0,56; Y_A = 1,71$$

$$\frac{R_{1ZA}}{R_{1A}} = \frac{329}{993} = 0,33$$

$$\frac{R_{1ZA}}{R_{1A}} > e_1 \Rightarrow P_{1A} = X_A \cdot R_{1A} + Y_A \cdot R_{1ZA}$$

$$P_{1A} = X_A \cdot R_{1A} + Y_A \cdot R_{1ZA} = 0,56 \cdot 993 + 1,71 \cdot 329 = 1119 \text{ N}$$

Zatížení ložiska, když je v záběru 2. čelní soukolí

$$\frac{f_0 \cdot R_{1ZB}}{C_0} = \frac{12 \cdot 455}{6550} = 0,83 \Rightarrow e_B = 0,26 \Rightarrow X_B = 0,56; Y_B = 1,71$$

$$\frac{R_{1ZB}}{R_{1B}} = \frac{455}{459} = 0,99$$

$$\frac{R_{1ZB}}{R_{1B}} > e_B \Rightarrow P_{1B} = X_B \cdot R_{1B} + Y_B \cdot R_{1ZB}$$

$$P_{1B} = X_B \cdot R_{1B} + Y_B \cdot R_{1ZB} = 0,56 \cdot 459 + 1,71 \cdot 455 = 1035 \text{ N}$$

Střední zatížení ložiska

$$P_{1m} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^{p_t} \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{1119^3 \cdot \frac{35}{100} + 1035^3 \cdot \frac{65}{100}} = 1066 \text{ N}$$

Životnost ložiska

$$L_{1h10} = \left(\frac{C}{P_{1m}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{14300}{1066}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 13970 \text{ h}$$

Axiálně volné ložisko (SKF 6303)

Tabulka 48: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. volného ložiska na vstupní hřídeli

R_{2A}	201 N	R_{2B}	1410 N
f_0	12	C_0	6550 N
p_t	3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	14300 N
n_1	2880 min ⁻¹		

Zatížení ložiska, když je v záběru 1. čelní soukolí

$$P_{2A} = R_{2A} = 201 \text{ N}$$

Zatížení ložiska, v záběru čelní soukolí B

$$P_{2B} = R_{2B} = 1410 \text{ N}$$

Střední zatížení ložiska

$$P_{2m} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^{p_t} \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{201^3 \cdot \frac{35}{100} + 1410^3 \cdot \frac{65}{100}} = 1222 \text{ N}$$

Životnost ložiska

$$L_{2h10} = \left(\frac{C}{P_{2m}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{14300}{1222}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 9274 \text{ h}$$

4.10.2 Ložiska na předlobové hřídeli

Axiálně vodící ložisko (SKF 6305 N)

Tabulka 49: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. vodícího lož. na předloh. hřídeli

R_{1A}	1119 N	R_{1B}	1226 N
R_{1ZA}	424 N	R_{1ZB}	1058 N
f_0	12	C_0	11600 N
p_t	3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	23400 N
n_{2A}	1800 min ⁻¹	n_{2B}	900 min ⁻¹

Výpočet proběhl obdobně, jako u předchozího případu až na to, že hřídel mění při přearazení z jednoho soukolí na druhé otáčky. Museli jsme tedy spočítat střední hodnotu otáček, kterou jsme pak využili pro spočítání životnosti ložiska.

$$n_m = \sum_1^k n_i \cdot \frac{q_i}{100} = 1800 \cdot \frac{35}{100} + 900 \cdot \frac{65}{100} = 1215 \text{ min}^{-1}$$

Tabulka 50: Vypočtené hodnoty pro axiálně vodící ložisko na předlokové hřídeli

$f_0 \cdot R_{1ZA} / C_0$	0,44	e_A	0,22
$f_0 \cdot R_{1ZB} / C_0$	1,09	e_B	0,28
P_{1A}	1470 N	P_{1B}	2326 N
R_{1ZA} / R_{1A}	0,38	R_{1ZB} / R_{1B}	0,86
P_{1m}	2102 N	L_{1h10}	18924 h

Axiálně volné ložisko (SKF NU 2205 ECP)

Tabulka 51: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. volného lož. na předlokové hřídeli

R_{2A}	2241 N	R_{2B}	4988 N
f_0		C_0	34000 N
p_t	10/3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	34100 N

Tabulka 52: Vypočtené hodnoty pro axiálně volné ložisko na předlokové hřídeli

P_{2A}	2241 N	P_{2B}	4998 N
P_{2m}	4432 N	L_{2h10}	12334 h

4.10.3 Ložiska na výstupní hřídeli z převodovky

Axiálně vodící ložisko (SKF 6308)

Tabulka 53: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. vodícího lož. na výstupní hřídeli

R_{1A}	3934 N	R_{1B}	7050 N
R_{1ZA}	324 N	R_{1ZB}	648 N
f_0	13	C_0	24000 N
p_t	3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	42300 N
n_{3A}	720 min ⁻¹	n_{3B}	360 min ⁻¹

Tabulka 54: Vypočtené hodnoty pro axiálně vodící ložisko na výstupní hřídeli

$f_0 \cdot R_{1ZA} / C_0$	0,176	e_A	0,19
$f_0 \cdot R_{1ZB} / C_0$	0,351	e_B	0,22
P_{1A}	3934 N	P_{1B}	7050 N
n_m	486 min ⁻¹	P_m	6292 N
L_{1h10}	10550 h		

Axiálně volné ložisko (SKF 6207)

Tabulka 55: Hodnoty pro výpočet životnosti ax. volného lož. na výstupní hřídeli

R_{2A}	1760 N	R_{2B}	3250 N
f_0	14	C_0	15300 N
p_t	3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	27000 N

Tabulka 56: Vypočtené hodnoty pro axiálně volné ložisko na výstupní hřídeli

P_{2A}	1760 N	P_{2B}	3250 N
n_m	486 min ⁻¹		
P_{2m}	2815 N	L_{2h10}	30260 h

4.10.4 Ložiska na hřídeli uložené v rámu

Axiálně vodící ložisko (SKF NU 218 ECP)

Tabulka 57: Hodnoty pro výpočet ax. vodícího lož. na hřídeli uložené v rámu

R_{1A}	43801 N	R_{1B}	45909 N
		C_0	220000 N
p_t	10/3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	208000 N
n_{3A}	400 min ⁻¹	n_{3B}	200 min ⁻¹

Tabulka 58: Vypočtené hodnoty pro ax. vodící ložisko na hřídeli uložené v rámu

P_{1A}	43801 N	P_{1B}	45909 N
n_m	270 min ⁻¹	P_{1m}	44845 N
L_{1h10}	10272 h		

Axiálně volné ložisko (SKF 6401)

Tabulka 59: Hodnoty pro výpočet ax. volného lož. na hřídeli uložené v rámu

R_{2A}	12971 N	R_{2B}	15257 N
f_0	12	C_0	52000 N
p_t	3	q_A	35 %
q_B	65 %	C	87100 N
n_{3A}	400 min ⁻¹	n_{3B}	200 min ⁻¹

Tabulka 60: Vypočtené hodnoty pro axiálně volné ložisko na hřídeli uložené v rámu

P_{2A}	12971 N	P_{2B}	15257 N
n_m	270 min ⁻¹	P_{2m}	14164 N
L_{2h10}	14354 h		

4.11 Kontrola spojení hřídele s nábojem

Pro spojení hřídele s nábojem lze použít mnoho druhů spojů, jako jsou spoje pery, klíny, lisováním, lepením, drážkováním či spoje svěrné. V této práci byla použita spojení perem a rovnobokým nebo evolventním drážkováním. [26], [29] a [32]

4.11.1 Spojení pery

Spojení vstupního hřídele s elektromagnetickou spojkou

Tabulka 61: Parametry pro kontrolu spoje perem (elmag. spojka se vstupní hřídelí)

d	17 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	5 mm
l_p	22 mm	b_p	5 mm
M_{k1}	49,74		

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 49,74}{0,017 \cdot 5 \cdot 22 \cdot 10^{-6}} = 106,4 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

$$F = \frac{M_{k1} \cdot 2}{d} = \frac{49,74 \cdot 2}{0,017} = 5852 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F}{b_p \cdot l_p} = \frac{5852}{5 \cdot 22 \cdot 10^{-6}} = 53,2 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D$$

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení hřídele elektro motoru s elektromagnetickou spojkou

Tabulka 62: Parametry pro kontrolu spoje perem (elmag. spojka s hřídelí motoru)

d	42 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	8 mm
l_p	24 mm	b_p	12 mm
M_{k1}	49,74		

Tabulka 63: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (elmag. spojka s hřídelí motoru)

p	24,7 MPa	F	2369 N
τ	8,3 MPa		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení předlohového hřídele s 2. kolem čelního soukolí A

Tabulka 64: Parametry kontroly spoje perem (2. kolo soukolí A s předloh. hřídelí)

d	25 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	7 mm
l_p	24 mm	b_p	8 mm
M_{k2B}	76,39 Nm		

Tabulka 65: Vypočtené hodnoty kontroly spoje perem (2. kolo A s předloh. hřídelí)

p	72,8 MPa	F	5871 N
τ	30,6 MPa		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení předlohového hřídele s 2. kolem čelního soukolím B

Tabulka 66: Parametry kontroly spoje perem (2. kolo A s předloh. hřídelí)

d	28 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	7 mm
l_p	34 mm	b_p	8 mm
M_{k2B}	152,79 Nm		

Tabulka 67: Vypočtené hodnoty kontroly spoje perem (2. kolo B s předloh. hřídelí)

p	91,7 MPa	F	10914 N
τ	40,1 MPa		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení předlohového hřídele s 1. kolem kuželového soukolí

Tabulka 68: Parametry kontroly spoje perem (1. kužel. kolo s předloh. hřídelí)

d	25 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	7 mm
l_p	34 mm	b_p	8 mm
M_{k2B}	152,79 Nm		

Tabulka 69: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (1. kužel. kolo s předloh. hřídelí)

p	102,7 MPa	F	12223 N
τ	44,9 MPa		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení výstupní hřídele z převodovky s 2. kolem kuželového soukolí

Tabulka 70: Parametry kontroly spoje perem (2. kužel. kolo s výstupní hřídelí)

d	35 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	8 mm
l_p	52 mm	b_p	10 mm
M_{k3B}	366,59 Nm		

Tabulka 71: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (2. kužel. kolo s výstup. hřídelí)

p	$100,7 \text{ MPa}$	F	20948 N
τ	$50,4 \text{ MPa}$		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení výstupní hřídele z převodovky s 1. řemenicí

Tabulka 72: Parametry pro kontrolu spoje perem (1. řemenice s výstupní hřídelí)

d	35 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	8 mm
l_p	52 mm	b_p	10 mm
M_{k3B}	$366,59 \text{ Nm}$		

Tabulka 73: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (1. řemenice s výstup. hřídelí)

p	$100,7 \text{ MPa}$	F	20948 N
τ	$50,4 \text{ MPa}$		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

Spojení hřídele uloženého v rámu s hnacím kolem vleku

Tabulka 74: Parametry kontroly spoje perem (kolo vleku s hřídelí ulož. v rámu)

d	85 mm	p_D	120 MPa
τ_D	120 MPa	h	14 mm
l_p	41 mm	b_p	22 mm
M_{k4B}	647 Nm		

Tabulka 75: Vypoč. hodnoty kontroly spoje perem (kolo vleku s hříd. ulož. v rámu)

p	$53,1 \text{ MPa}$	F	15224 N
τ	$16,9 \text{ MPa}$		

Obě podmínky byly splněny. Spoj vyhovuje.

4.11.2 Spojení drážkováním

Spojení vstupní hřídele se synchronem

Evolventní drážkování ČSN 4950–30°, zaoblená pata zubu, na boky zubů

Tabulka 76: Parametry pro kontrolu drážkování (synchron se vstupní hřídelí)

D	25 mm	z	18
p_D	120 MPa	m	$1,25 \text{ mm}$
l	10 mm	ψ	$0,85$
M_{k1}	$49,74 \text{ Nm}$		

$$d = m \cdot z = 1,25 \cdot 18 = 22,5 \text{ mm}$$

$$x_m = 0,5 \cdot (D - m \cdot z - 1,1 \cdot m) = 0,5 \cdot (25 - 1,25 \cdot 18 - 1,1 \cdot 1,25)$$

$$x_m = 0,56 \text{ mm}$$

$$D_s = d + 2 \cdot x_m = 22,5 + 2 \cdot 0,563 = 23,63 \text{ mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{\psi \cdot l \cdot D_s^2} = \frac{4 \cdot 49,74}{0,85 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot (23,63 \cdot 10^{-3})^2} = 41,9 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

Podmínka byla splněna. Spoj vyhovuje.

Spojení objímky synchronu a přitlačného kroužku synchronu

Evolventní drážkování ČSN 4950–30°, zaoblená pata zubu, na boky zuby

Tabulka 77: Parametry kontroly drážkování (objímka synchron. s kroužkem synchron.)

D	50 mm	z	48
p_D	120 MPa	m	1 mm
l	4 mm	ψ	$0,85$
M_{k1}	$49,74 \text{ Nm}$		

Tabulka 78: Vypoč. hod. kontroly drážkování (objímka synchron. s kroužkem synchron.)

p	$24,5 \text{ MPa}$	d	48 mm
D_s	$48,9 \text{ mm}$	x_m	$0,45 \text{ mm}$

Podmínka byla splněna. Spoj vyhovuje.

Spojení hřídele uloženého v rámu s 2. řemenicí

ISO 14- lehká řada

Tabulka 79: Parametry kontroly drážkování (2. řemenice s hřídelí ulož. v rámu)

D	46 mm	N	8
p_D	120 MPa	f	$0,4 \text{ mm}$
l	40 mm	d	42 mm
M_{k4B}	647 Nm		

$$f' = \frac{3}{4} \cdot N \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left(\frac{46 - 42}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) = 7,2 \text{ mm}$$

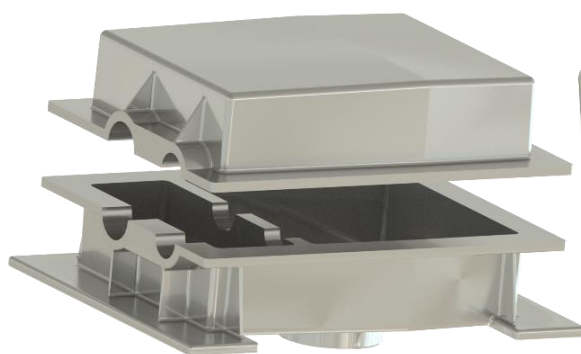
$$p = \frac{4 \cdot M_{k4B}}{(d + D) \cdot l \cdot f'} = \frac{4 \cdot 647}{(46 + 42) \cdot 10^{-3} \cdot 0,04 \cdot 0,0072} = 102,12 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

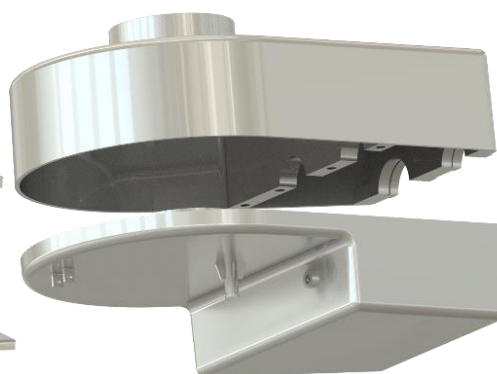
Podmínka byla splněna. Spoj vyhovuje.

4.12 Převodová skříň

Návrh převodové skříně byl jednou z časově nejnáročnějších věcí na celé bakalářské práci. Při tvorbě převodové skříně jsme se museli nejdříve rozhodnout, zda bude vyrobena jako svařenec nebo odlitek. Svařenec by byl jednodušší na výrobu, ale skříň vyrobena touto technologií by nebyla kompaktní a také by měla větší hmotnost. Při pokusu aplikovat svařovanou skříň na naše převodové ústrojí by byla nekompaktnost velice výrazná. Také množství použitého oleje by muselo být větší než u skříně odlévané. Z těchto důvodů byla skříň vyrobena technologií lití. Skříň jsme navrhli tak, aby co nejlépe kopírovala převodové ústrojí. V průběhu práce byla skříň 4x zcela předělána. Poté následovaly ještě 3 úpravy, než jsme se dostali k finální podobě převodové skříně. Finální podoba skříně se skládá ze dvou částí, vrchní a spodní. Ve spodní části je vytvořena olejová vana, na které jsou žebra pro lepší odvod tepla z oleje, je zde také umístěn vypouštěcí šroub. Na vrchní části skříně je umístěn plnicí otvor a otvory pro uchycení převodovky do rámu. Obě části skříně jsou vyrobeny ze slitiny hliníku ČSN 424339, která zaručuje velmi dobré slévárenské vlastnosti a obrobitelnost. Zároveň je však i celkem lehká. Samozřejmostí je použití úkosů, zaoblení hran a dodržení přípustných poloměrů. Po odlití se musí obrobit funkční plochy. V závěru této kapitoly jsou zobrazeny tři typy uvažované konstrukce převodových skříní. První dvě jsou prototypy, ze kterých vznikl třetí typ převodové skříně, tedy skříně finální. [33]



Obrázek 40: 1. návrh převodové skříně



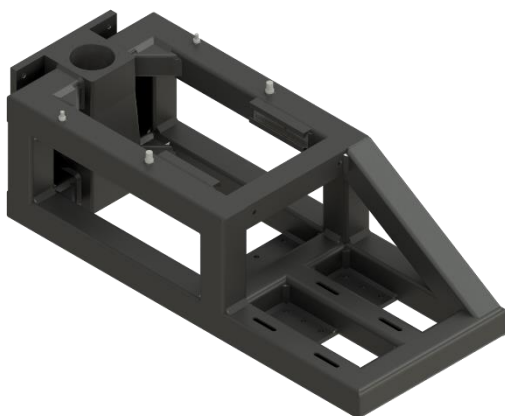
Obrázek 41: Další z návrhů převodové skříně



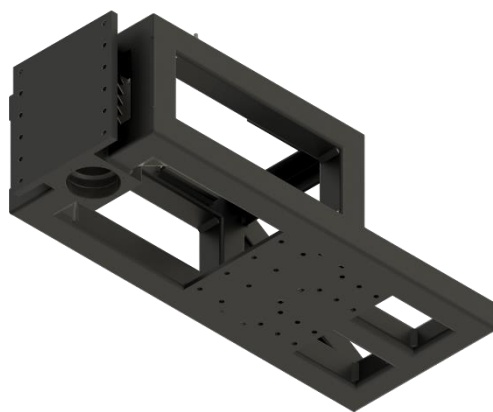
Obrázek 42: Finální verze převodové skříně

4.13 Rám

Součástí pohonné jednotky má být také svařovaný rám, na kterém bude převodovka připevněna. Návrh rámu však není primárním účelem této práce. Rám byl zkonstruován z tenkostěnného uzavřeného čtvercového profilu ČSN EN 10219-2 o velikosti 100x100x4. Součástí rámu jsou také dvě závitové tyče, pomocí kterých se bude napínat ozubený řemen. Na rámu jsou také dvě místa, za které lze rám uchytit na sloup. První úchytné místo se nachází na čele konzoly. Druhé bylo umístěno na spodní části rámu. Na rámu byl také přichycen patkový motor a v konzole rámu hřídel, na které bylo upevněno hnací kolo vleku a druhá řemenice.



Obrázek 43: Pohled na rám ze shora



Obrázek 44: Pohled na rám ze spodu

4.14 Využití vleku

Pohonná jednotka byla konstruována pro použití v českých podmínkách, na vodních plochách s menší rozlohou. Vlek může být využíván jako malý. To znamená, že lano vleku je nataženo pouze mezi dvěma sloupy. Díky výkonu 15 kW však lze pohon využít i na malé okružové dráze, kde je lano nataženo mezi 4 pylony. Bylo by však nutné použít napínacích kladek k dopnutí tažného lana. Vlek se dá tedy použít univerzálně jako malý, tak i jako velký. A díky výkonu 15 kW je možná jízda více osob naráz. Lyžař se na vleku může pohybovat rychlostí 20 nebo 40 km/h.

5 Ekonomické zhodnocení

V této kapitole se pokusíme vyčíslit celkovou cenu pohonu pro vlek. Úmyslně je použito slovo „pokusíme“, jelikož nebudeme schopni vyčíslit cenu všech dílů přesně.

Díly použité k sestavení celého pohonu můžeme rozdělit do 2 skupin. První skupina jsou díly normalizované a běžně dostupné u prodejců. A druhou skupinou jsou díly vyráběné. U dílů normalizovaných a běžně dostupných lze cenu zjistit snadno přímo u prodejce či dodavatele. Pro díly vyráběné toto neplatí. Jejich cena se odvíjí od četnosti výroby, požadavků na kvalitu, složitosti výroby, technologie výroby a od dalších kritérií. Cenu těchto dílů se v práci pokusíme odhadnout.

Jednoduše zjistitelná cena je u těchto použitých dílů elektromotor, elektromagnetická spojka, aktuátor, spojovací materiál, řemen, řemenice, ložiska, těsnění, pera, profily na rám. Naopak cena skříně, hřídelí a ozubených kol bude odhadnuta.

Nejvyšší cenu z dílů druhé skupiny má převodová skříň, dále potom ozubená kola. U odlévané převodové skříně cena závisí na tom, jakou formu pro odlévání použijeme. Při použití pískové formy je výsledná cena za skříň nižší, horší však je kvalita povrchu i přesnost odlitku. Taková forma je však na jedno použití a pro vyjmutí odlitku se musí rozbít. Při lití do ocelových forem neboli kokil je cena odlitku vyšší, lepší je však také kvalita povrchu i přesnost. Vyšší cena odlitku je způsobena vysokou pořizovací cenou ocelové formy. Forma se však může používat opakovaně.

Ozubená kola jsou drahá hlavně kvůli požadavku na přesnou výrobu. Do ceny se ovšem promítá i následná povrchová úprava (cementování, kalení) a dokončovací operace (ševingování, lapování, broušení nebo zabíhání).

Tabulka 80: Ceny nakupovaných součástí

Komponenta	Cena
Elektromotor Siemens	18 356 Kč
Elektromagnetická spojka Mayr Robatic	8 200 Kč
Aktuátor SKF CAHB-10	7 554 Kč
Spojovací materiál	500 Kč
Řemen SKF PHG 840-XH-400	8 100 Kč
Řemenice Tyma 40-XH-400	3 000 Kč
Řemenice Tyma 72-XH-40	6 700 Kč
Ložiska	8 487 Kč
Těsnění	681 Kč
Pera	71 Kč
Profily na rám	2 850 Kč
Převodová skříň	30 000 Kč
Ozubená kola	10 500 Kč
Hřídele	5 700 Kč
Celkem	110 699 Kč

Celková cena pohonu je tedy vyčíslena na 110 699 Kč. Ovšem celková cena vleku i s pylony bude mnohonásobně vyšší a bude záležet na velikosti vleku a počtu použitých pylonů. V následující tabulce srovnáme ceny malých a velkých vleků. Výrobci však uvádějí celkovou cenu vleku včetně pylonů, nákladů na instalaci a dalších prací. Konečná cena se také odvíjí od velikosti vleku, proto nelze stanovit jednotnou cenu vleku. Ceny tedy budou uvedeny v intervalech.

Tabulka 81: Ceny vleků

Malý vlek	620 000 – 2 000 000 Kč
Velký vlek (Full size cable)	2 500 000 – 10 000 000 Kč

S cenou našeho vleku bychom se jistě vešli do rozmezí cen malého vleku. Náš vlek však lze použít jak jen mezi 2 sloupy, tak i na menší okružové tratě. Výhodou námi navrženého pohonu je použití pro malý i velký vlek.

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout a zkonstruovat pohon vleku vodního lyžování. Základem pro celý návrh byly zadané parametry, mezi které patří vstupní otáčky, výstupní otáčky, požadovaný výkon elektromotoru a životnost převodovky.

Nejdříve bylo nutné se rozhodnout, jak má celý pohonný systém vypadat a fungovat. Proto jsme vytvořili předběžné schéma uspořádání převodového ústrojí a začali se zabývat funkcí převodovky. Jelikož se jedná o vlek bylo nutné volit takové komponenty, které umožňují přeřazení převodových stupňů za chodu převodovky.

Nejprve jsme vybrali elektromotor, ten byl zvolen od firmy Siemens. Podle požadavků zadání splňuje výkonový parametr 15 kW a otáčky motoru jsou 2930 min^{-1} . Dostatečný výkon motoru byl ověřen kontrolním výpočtem. Dále jsme přistoupili k problematice volení převodových stupňů. Právě v této kapitole jsme řešili volení převodových stupňů za chodu a volili komponenty vhodné k tomu. Byla vybrána elektromagnetická spojka MAYR Robatic, která umožňuje rozpojení za chodu a má nominální krouticí moment $M_k=80 \text{ Nm}$. Dále byla použita synchronizační spojka na vyrovnaní otáček hřídele s otáčkami ozubeného kola a pro přesun řadicí objímky synchronu jsme zvolili elektromechanický lineární aktuátor SKF CAHB-10. Posledním voleným dílem byl řemen, jako nejvhodnější byl zvolen řemen ozubený od firmy SKF.

Následoval samotný výpočet všech parametrů převodovky. Nejdříve bylo nutné rozvrhnout převodové poměry a zvolit dobu zařazení soukolí A a soukolí B. Poté následoval výpočet otáček jednotlivých hřídelí a krouticích momentů přenášených těmito hřídeli. V dalším kroku jsme přikročili k návrhu ozubených kol, v souvislosti s tím musel být zvolen materiál. Pro výrobu kol jsme zvolili ocel ČSN 12 051. Tato ocel byla použita na všechna kola v převodovce. Pro životnost kol bylo nezbytné všechna kola povrchově zakalit. Po návrhu kol jsme vypočítali geometrii soukolí a silové poměry.

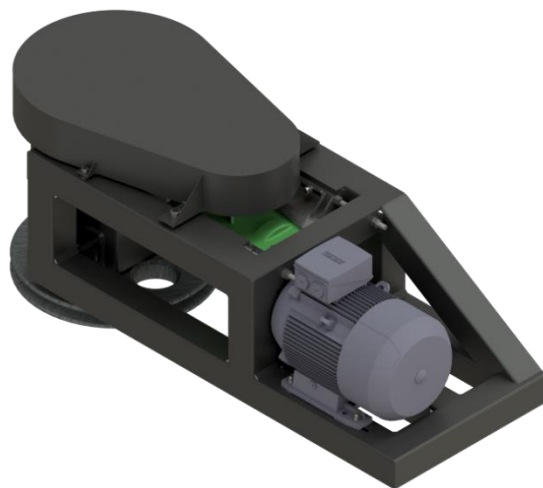
Posledním výpočtem u ozubených kol byla jejich kontrola. U všech soukolí proběhla kontrola na tvorbu pittingu, na trvalou deformaci a křehký lom povrchu, na únavový lom v oblasti paty zubu a na trvalou deformaci či vznik trhliny v patě zubu. Návrh i kontrola soukolí byly provedeny podle ČSN 01 4686. Následoval návrh ozubeného řemene. Jelikož byl zvolen řemen od firmy SKF, tak celý návrh proběhl podle instrukcí v katalogu výrobce. V práci bylo také nutné vyřešit napnutí lana vleku, tento výpočet následoval hned po návrhu řemene. Napnutí lana bylo důležité proto, aby nedocházelo k jeho pádu. Museli jsme však brát ohled i na jeho únosnost a napínací sílu volit tak, aby nebylo

napnuto příliš. V takovém případě by lano bylo nadměrně zatíženo a došlo by k jeho přetržení. V tuto chvíli jsme již měli vypočteny všechny síly a momenty, které zatěžují hřídele, proto dalším krokem byl jejich návrh. Všechny hřídele byly navrženy z krutu. Poté následoval výpočet reakcí a průběhu ohybového momentu v hřídeli. Reakce i momenty musely být většinou počítány ve 2 rovinách. Poté jsme provedli kontrolu hřídelí tak, že jsme spočítali napětí v ohybu v nejvíc namáhaném místě a porovnali ho s vrubovou mezí únavy v ohybu a napětí v krutu a porovnali ho s mezí kluzu. Takto jsme získali dvě hodnoty bezpečnosti pro ohyb a pro krut. Následně jsme z nich vypočítali celkovou bezpečnost, ta se u všech hřídelí pohybovala od 1,5 do 2,5. Hřídel uložená v rámu byla také kontrolována MKP. Když jsme měli vypočtené reakce v místě ložisek, mohli jsme přejít k jejich kontrole. U každého z ložisek jsme vypočítali střední zatížení a následně jeho životnost. Všechna ložiska splnila požadovanou životnost 8000 hodin. Poslední věcí, která byla v práci početně kontrolována bylo spojení hřídele s nábojem. To bylo provedeno perem a rovnobokým nebo evolventním drážkováním.

Další částí práce byl návrh převodové skříně a svařovaného rámu. Převodová skříň byla odlita z hliníkové slitiny ČSN 424339 a skládá se ze 2 částí. Technologie lití byla zvolena hlavně kvůli větší kompaktnosti skříně. Ve spodní části skříně byla navržena olejová vana s žebrováním pro lepší odvod tepla z oleje, byl na ní také umístěn výpustný šroub. Vrchní část obsahuje vtokový šroub a otvory pro uchycení převodovky v rámu. Celá převodovka byla sešroubována šrouby s imbusovou hlavou. Jako poslední byl v práci navržen svařovaný rám, na kterém měla být převodovka připevněna. Byl svařen ze čtvercových dutých profilů ČSN EN 10219-2 o velikosti 100x100x4. V závěru práce jsme se zabývali ekonomickým zhodnocením celého pohonu. Byly vyčísleny ceny nakupovaných dílů a vyráběných částí převodovky, a také cenové rozmezí malých a velkých vleků.



Obrázek 45: Pohled do převodovky



Obrázek 46: Pohled na pohonnou jednotku

7 Citovaná literatura

1. *Lanová dráha (lanovka)* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Lanov%C3%A1_dr%C3%A1ha
2. *Nákladní lanovka Černý Důl-Kunčice nad Labem* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: https://www.lanove-drahy.cz/nld_kuncice.htm
3. *Lyžařský vlek* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Ly%C5%BEa%C5%99sk%C3%BD_vlek
4. *Wakeboarding* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Wakeboarding>
5. *Historie a vývoj vleků pro wakeboarding a vodní lyžování* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://wakemerkur.cz/historie/>
6. *Vodní lyže a wakeboard* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.water-ski.cz/nakup-rady.htm#lyze>
7. *Co je vodní lyžování* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.cwsf.cz/co-je-vodni-lyzovani-str-26.html>
8. *Wakemaster vleků* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.wakemaster.cz/>
9. *Rixen* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <https://www.rixen-cableways.com/en/investors/-water-ski-wakeboard-cableways-from-the-world-market-leader-rixen-cableways-germany>
10. *Sesitec* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.sesitec.com/>
11. *Naviják* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <https://www.wakemag.cz/navijak/>
12. *Rixen full size cable* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <https://www.rixen-cableways.com/en/investors/products/waterski-und-wakeboard-cableways/rixen-full-size-cables/overview>
13. *Sesitec full size cable* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.sesitec.com/englisch/full-size-cable/fullsizecable.html>
14. *Sesitec system 2.0 HD* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.sesitec.com/englisch/system-20/system-20.html>
15. *Wakemaster technologie* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.wakemaster.cz/cze/technologie/>

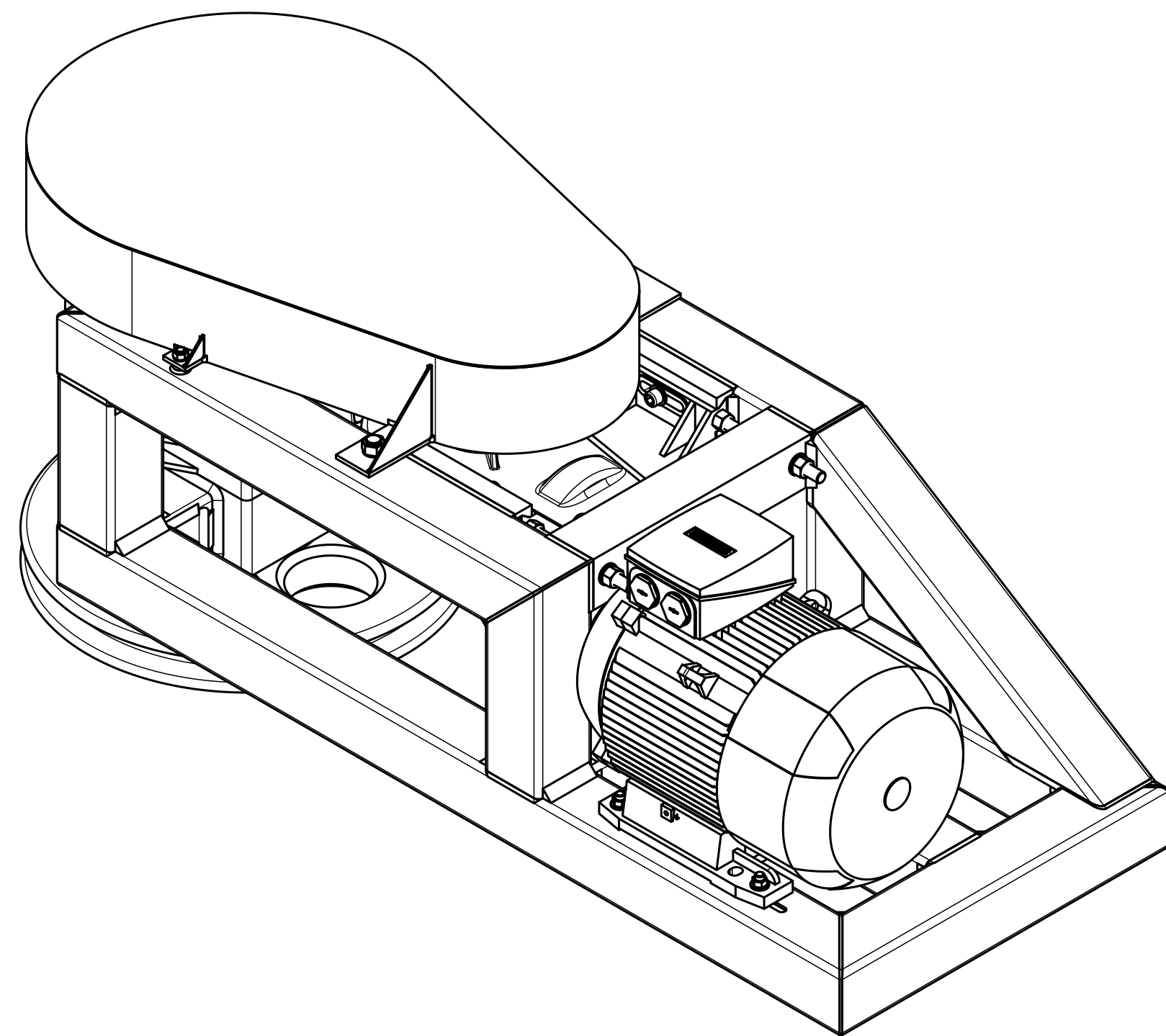
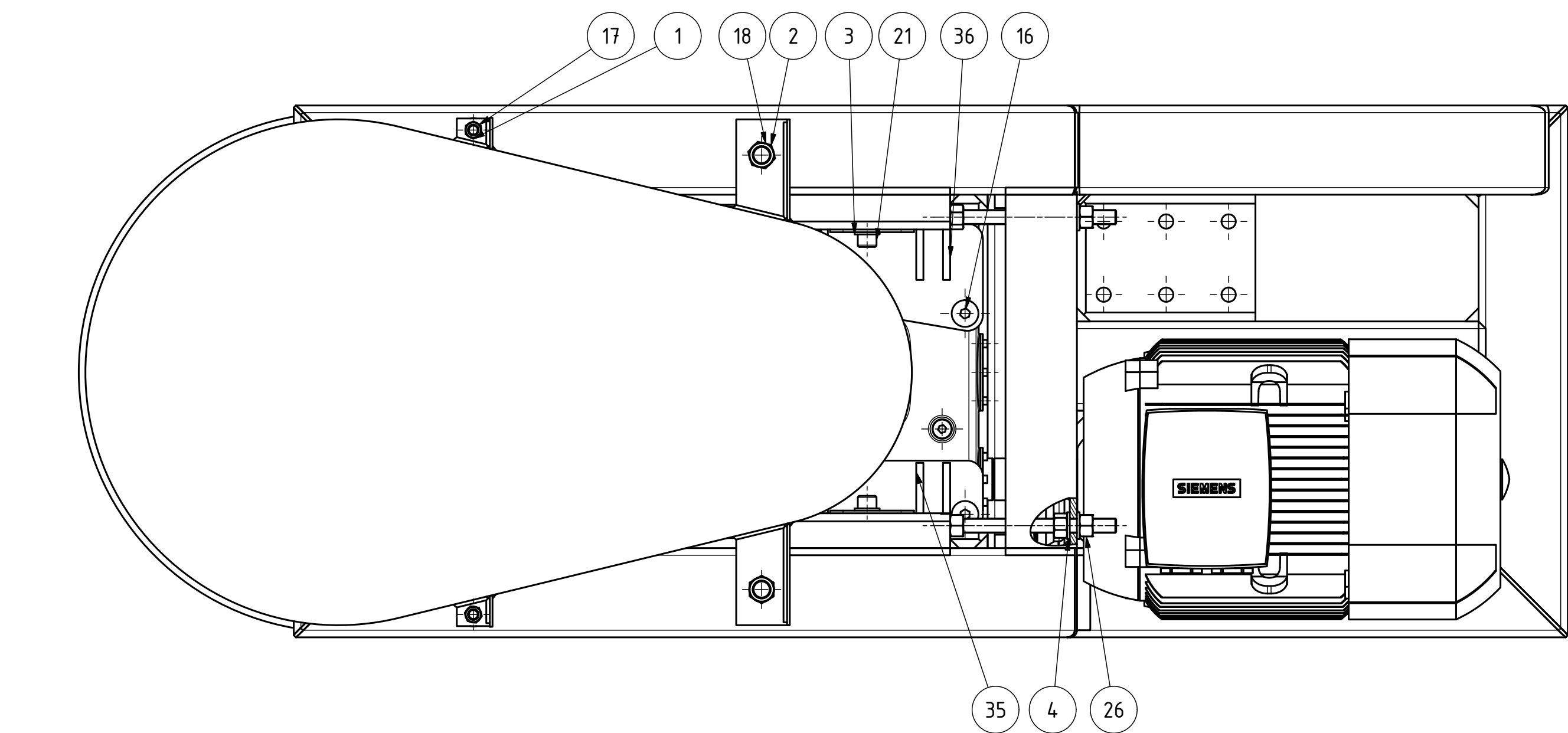
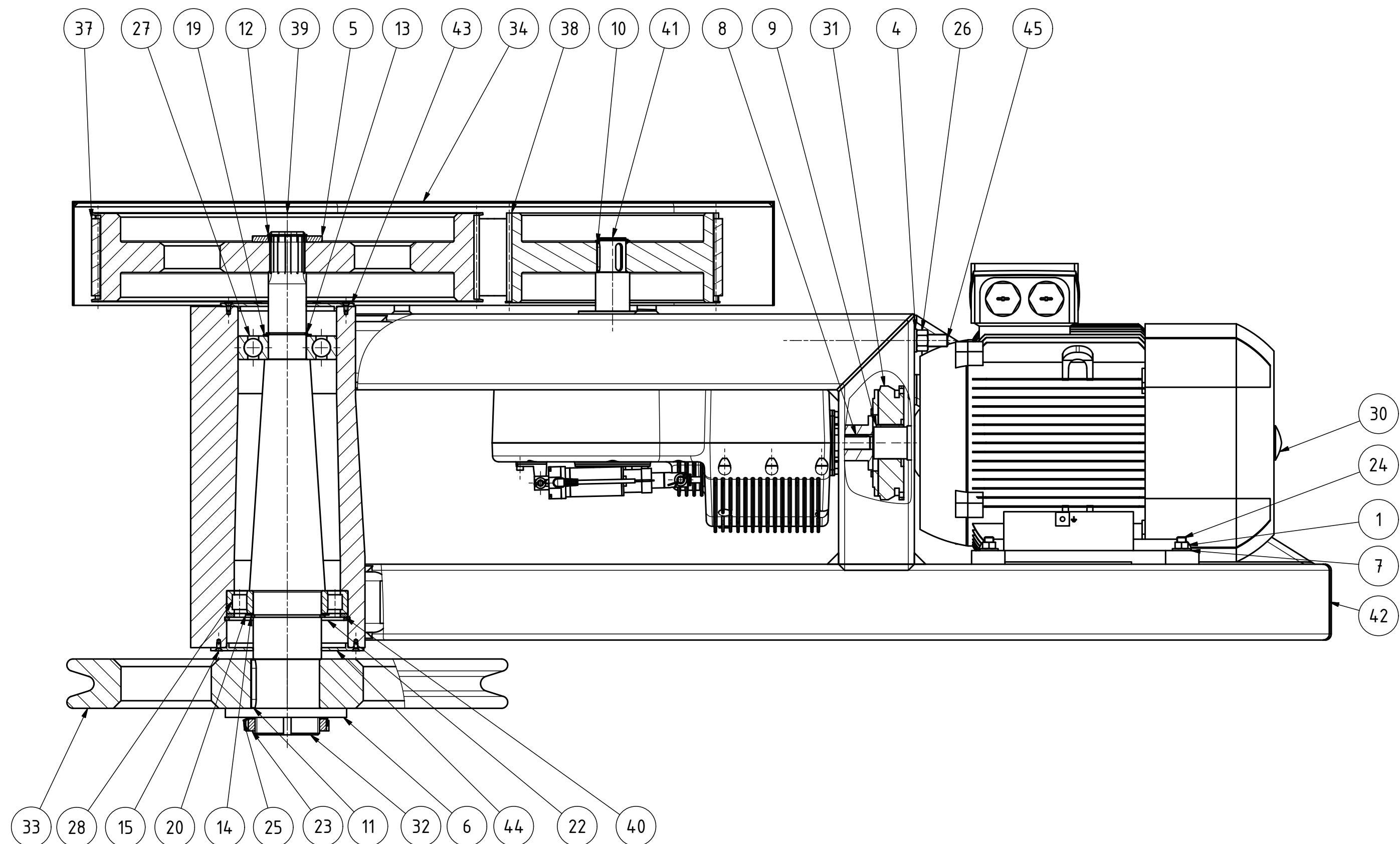
16. *Rixen MASTER* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.rixen-cableways.com/en/investors/products/waterski-und-wakeboard-cableways/rixen-master/2-pylon-system>
17. *Viskozita vody v závislosti na teplotě* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/viskozita-vody.htm>
18. DVOŘÁK, V. *Mechanika tekutin 2-Hydrodynamika*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015 [cit. 2017-03-19]. ISBN 978-90-7497234-1.
19. YOUNG, D. F. *A Brief Introduction to Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons, Inc. 2010 [cit. 2017-03-19]. ISBN 978-0470-59679-1.
20. In: *Siemens motor selection* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://mall.industry.siemens.com/mall/en/us/Catalog/StartConfigurator?configId=10&nodeId=10028832&kmat=DT_M&bookmark=
21. In: *Electromagnetic Clutches and Brakes, Clutch Brake Units* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: http://www.mayr.com/synchronisation/documentations/k_500_v10_en_09_11_2016.pdf
22. *Lineární aktuátory CAHB-10* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/actuation-systems/linear-actuators/cahb-series/cahb-10/index.html>
23. In: *Řemeny SKF pro přenos výkonu* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-159705/Remeny-SKF-pro-prenos-vykonu.pdf>
24. PEŠÍK, L. *Části strojů*, sv. II. 5. doplněná. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
25. BUREŠ, M. Katedra částí a mechanismů strojů. In: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. 2006. Dostupné také z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
26. LIENVEBER, J. *STROJNÍCLÉ TABULKY*. 5. upravená. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
27. PRÁŠIL, L. Katedra částí s mechanismů strojů. In: *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby* [online]. 2010. Dostupné také z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf

28. *Mechanika vedení* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/1946815/>
29. PEŠÍK, L. *Části strojů*, sv. I. 5. doplněná. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
30. JÁGROVÁ, J. *Dynamická únosnost a životnost*. Liberec: Technická univerzita Liberec, 2014. ISBN 978-80-7494-135-1.
31. SKF. In: *Rolling bearings* [online]. 2016 [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
32. BOLEK, A. *Části strojů*, sv. I. 5. přepracovaná. Praha: SNTL, 1989 [cit. 2017-04-07].
33. SLAVÍČEK, J. *Hliník a jeho slitiny v automobilovém průmyslu* [Bakalářská práce]. Brno: VUT Brno, 2011.
34. In: *Wakemaster WM02 zima* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.wakemaster.cz/images/zima.jpg>
35. In: *Wakemaster pohon* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://www.wakemaster.cz/images/wm_pohon.jpg
36. In: *System2parks* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://system2parks.com/news/wp-content/uploads/2015/09/Screen-Shot-2015-09-15-at-6.42.00-PM.png>
37. In: *SKF CAHB-10 Linear Actuator* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: http://media.rs-online.com/t_large/R7643474-01.jpg
38. In: *Sesitec system 2.0 HD pohon* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://www.sesitec.com/index.php?rex_img_type=CONTENT-BOX-2&rex_img_file=systemkopf_front_1.jpg
39. In: *Sesitec full size cable pohon* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://www.sesitec.com/index.php?rex_img_type=SLIDER-FRONTEND&rex_img_file=motorrahmen.jpg
40. In: *Electromagnetic Clutches and Brakes* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: http://www.mayr.com/website/var/tmp/image-thumbnails/0/715/thumb__fullwidthBar/robatic_standard_g_08_09.png
41. PUSTKA, Z. *Základy konstruování*. II. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-615-7.

42. VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: SNTL, 1983.
43. In: *Rixen MASTER BASIC* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://www.rixen-cableways.com/files/web_scetch1k_1.jpg
44. In: *Rixen MASTER SILVER* [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://www.rixen-cableways.com/files/web_scetch2k_2.jpg

Seznam příloh

- Příloha 1 - Výkres sestavy pohonu s kusovníkem
- Příloha 2 - Výkres sestavy převodovky
- Příloha 3 - Výkres čelního kola 1
- Příloha 4 - Výkres čelního kola 2
- Příloha 5 - Výkres hřídele
- Příloha 6 - Výkres víčka
- Příloha 7 - Kusovník převodovky
- Příloha 8 - CD s CAD modelem pohonu



45	Závitová tyč M16x1,5	LP-ZT-45	2
44	Víčko rám 2	LP-VR2-44	1
43	Víčko rám 1	LP-VR1-43	1
42	Rám	LP-R-42	1
41	Převodovka	LP-PŘ-41	1
40	Podložka 1	LP-P-40	1
39	Ozubená řemenice 2	LP-OR2-39	1
38	Ozubená řemenice 1	LP-OR1-38	1
37	Ozubený řemen	LP-OR-37	1
36	Lyžina 2	LP-L2-36	1
35	Lyžina 1	LP-L1-35	1
34	Kryt řemenu	LP-KŘ-34	1
33	Hnačí kolo vleku	LP-HKV-33	1
32	Hřídel 1	LP-H1-32	1
31	Elektromagnetická spojka	LP-ES-31	1
30	Elektromotor	LP-EM-30	1
29			0
28	Válečková ložiska jednořadá typu NU SKF	SKF NUNU 218 EC	1
27	Kuličková ložiska, jednořadá	SKF 6410	1
26	Šestihranné matice, styl 1 - výrobní řada A a B	ISO 8673 - M16 x 1,5	6
25	Pojistná podložka - Typ MB/MBL	DIN 5406 - MB17	1
24	Šrouby s hlavou T a dvěma nosy	DIN 188 - M12 x 40	4
23	Kruhové matice se zářezem pro upínací a stahovací pouzdra	CSN 023630 - KM 17	1
22	Pojistné kroužky pro otvory	CSN 022931 - 160	1
21	Šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem	CSN 02 1143 - M14 x 50	2
20	Vyrovnávací kroužek	DIN 988 - 90 x 110 x 2	1
19	Vyrovnávací kroužek	DIN 988 - 50 x 63 x 2	1
18	Vyrovnávací kroužek	DIN 988 - 20 x 28 x 2	2
17	Vyrovnávací kroužek	DIN 988 - 12 x 18 x 1,8	2
16	Šrouby se zapuštěnou hlavou s vnitřním šestihranem	DIN 7991 - M16x30	4
15	Šrouby se zapuštěnou hlavou s vnitřním šestihranem	DIN 7991 - M5x10	12
14	Pojistné kroužky pro hřídele	CSN 022930 - 90	1
13	Pojistné kroužky pro hřídele	CSN 022930 - 50	1
12	Pojistné kroužky pro hřídele	CSN 022930 - 47	1
11	Těsná pera zaoblená	CSN 02 2562 - 22x14x63	1
10	Těsná pera zaoblená	CSN 02 2562 - 10x8x36	2
9	Těsná pera zaoblená	CSN 02 2562 - 12x8x36	1
8	Těsná pera zaoblená	CSN 02 2562 - 5x5x32	1
7	Podložky pro šestihranné šrouby a matice	CSN 02 1702 - B 13	4
6	Podložky pro šestihranné šrouby a matice	CSN 02 1702 - B 93	1
5	Podložky pro šestihranné šrouby a matice	CSN 02 1702 - B 50	1
4	Podložky pro šestihranné šrouby a matice	CSN 02 1702 - B 17	4
3	Podložky pro šestihranné šrouby a matice	CSN 02 1702 - B 15	2
2	Malé šestihranné matice	CSN 02 1402 - M20	2
1	Malé šestihranné matice	CSN 02 1402 - M12	6
POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	KS

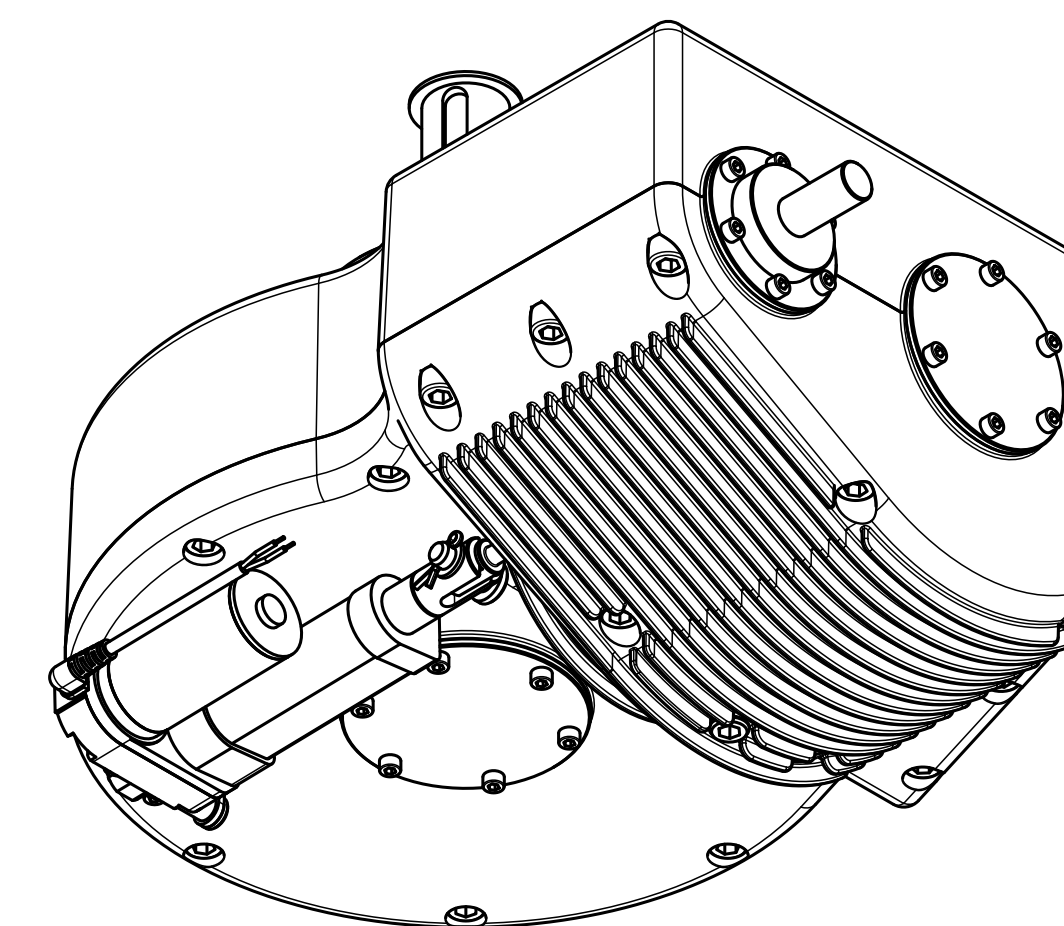
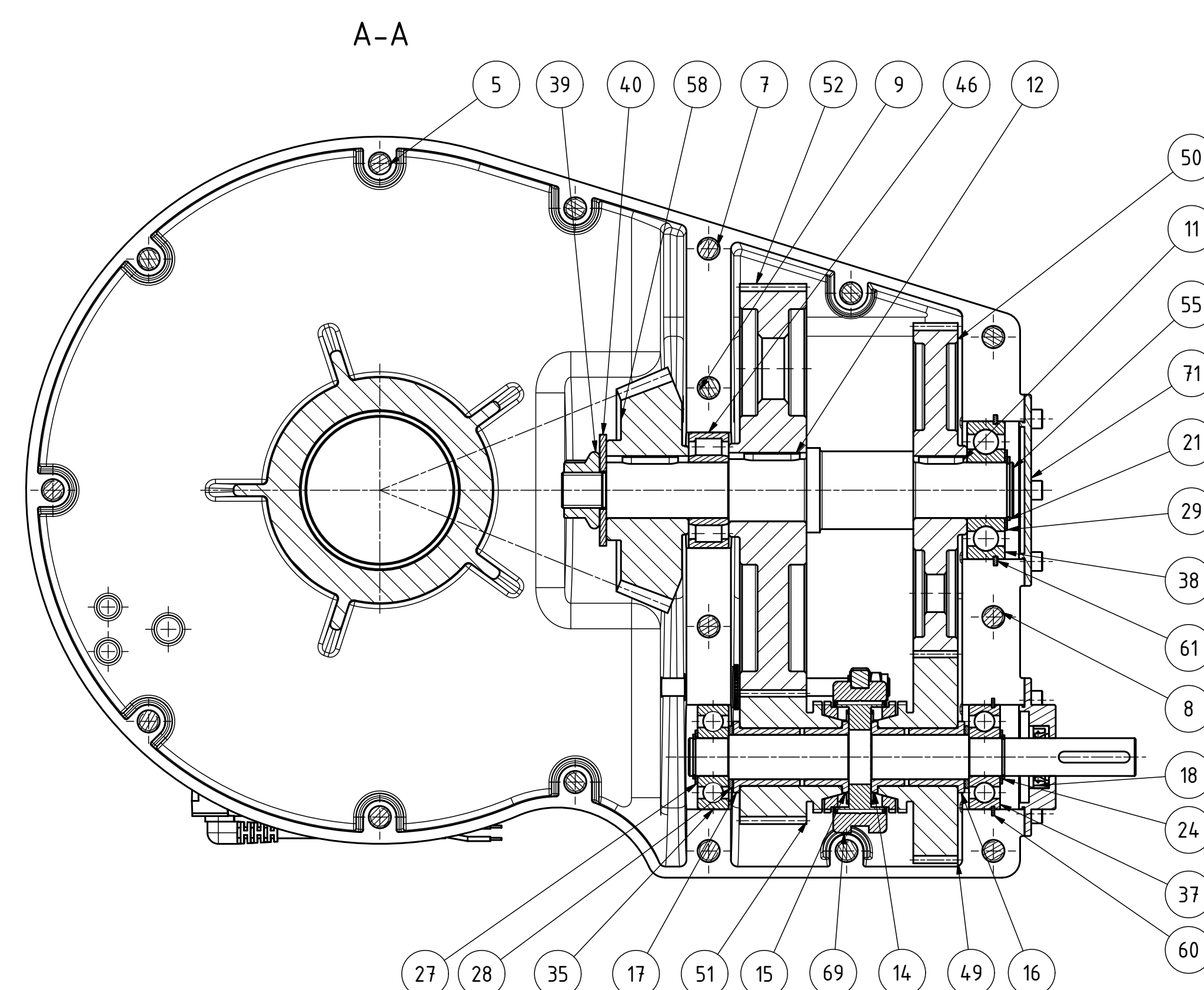
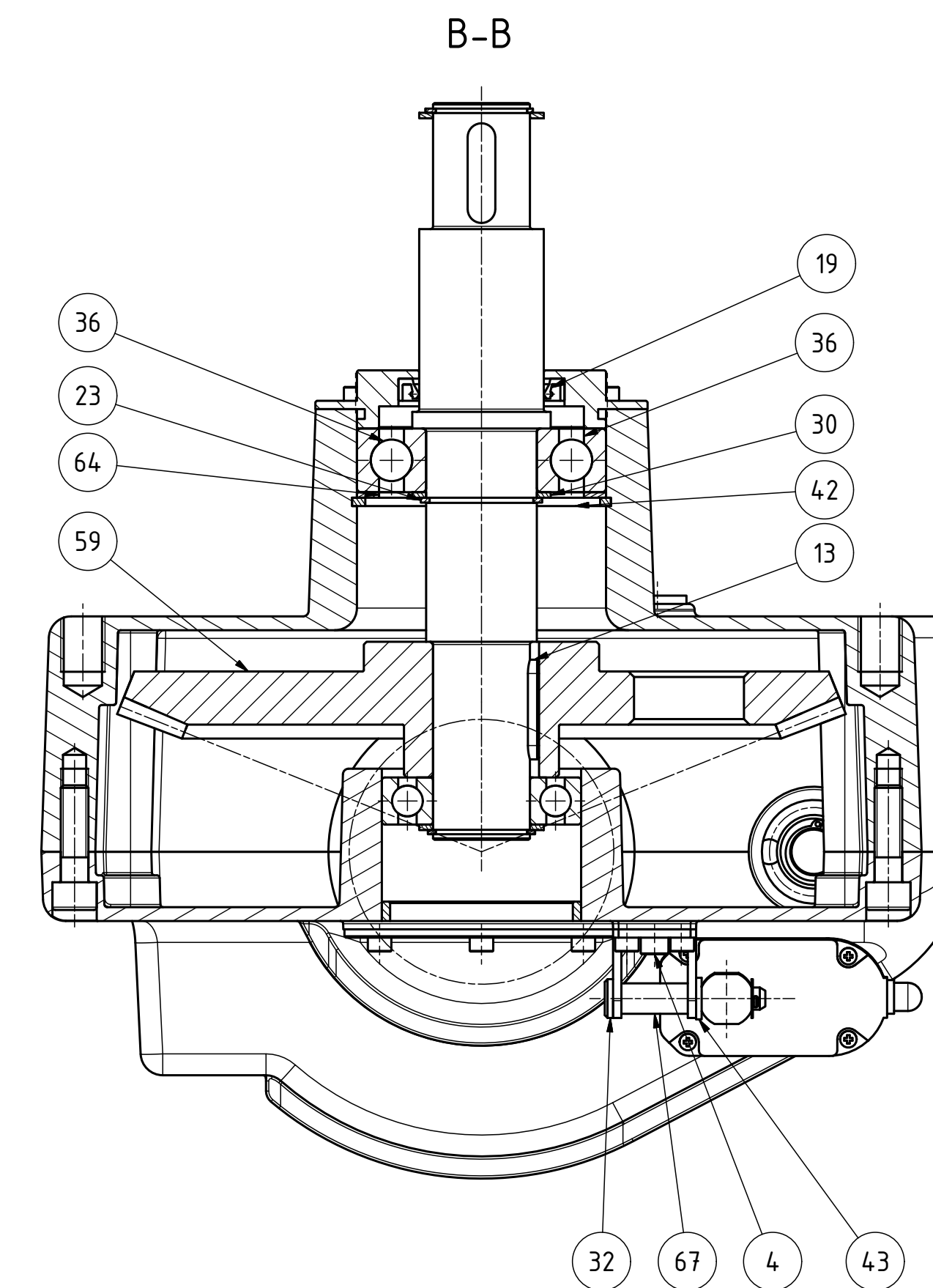
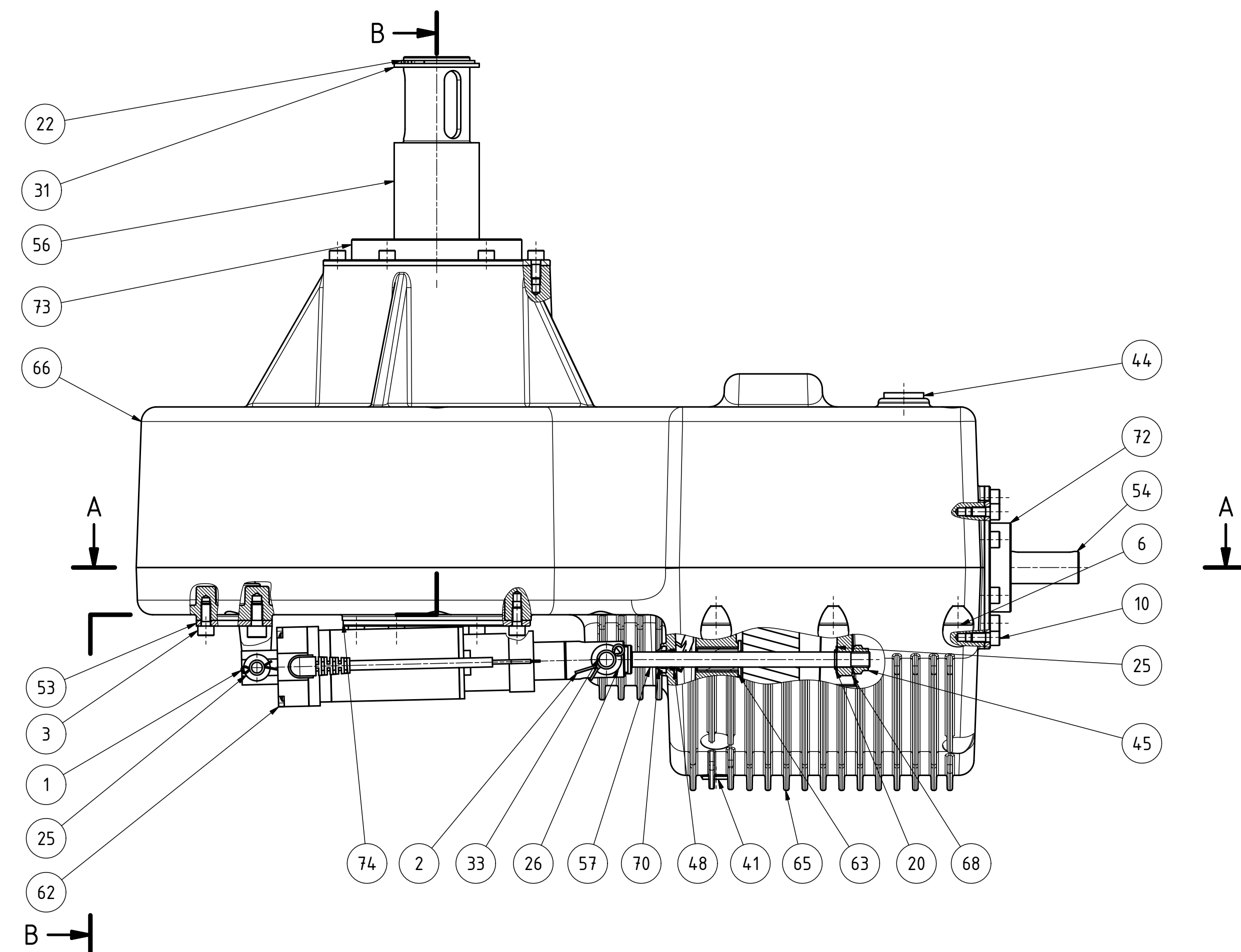
Změna	Datum	o)	Podpis	Název
Pozn.	Navrhl	Index	Podpis	
Měřítko 1:5	Kreslil	L. Lelek		Lanový_pohon
Číslo zámku	Technolog			
Číslo sestavy	Normotv.			Typ
Starý výkř.	Schválil			Čís.výkřeu
Nový výkř.	Datum	11.3.2017		00_LP-0

TU v Liberci

Lanový_pohon

00_LP-0

List



- ŠROUBOVÉ SPOJE MEZI SPODNÍ A VRCHNÍ ČÁSTÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ LEPIT LEPIDLEM LOCTITE 243
- VÍČKA A SKŘÍŇ V DĚLÍCÍ ROVINĚ TMELIT TMELEM LOCTITE 510

Změna		Datum		o)	
Měřítka	Pozn.	Navrhl	Kreslil	Index	Podpis
1:2			L. Lelek		
Č. seznamu		Technolog		Název	
Č. sestavy		Normaliz.		Typ	
Starý výkr.		Schválil		Čís. výkresu	
Nový výkr.		Datum		10.3.2017	

TU v Liberci




Převodovka

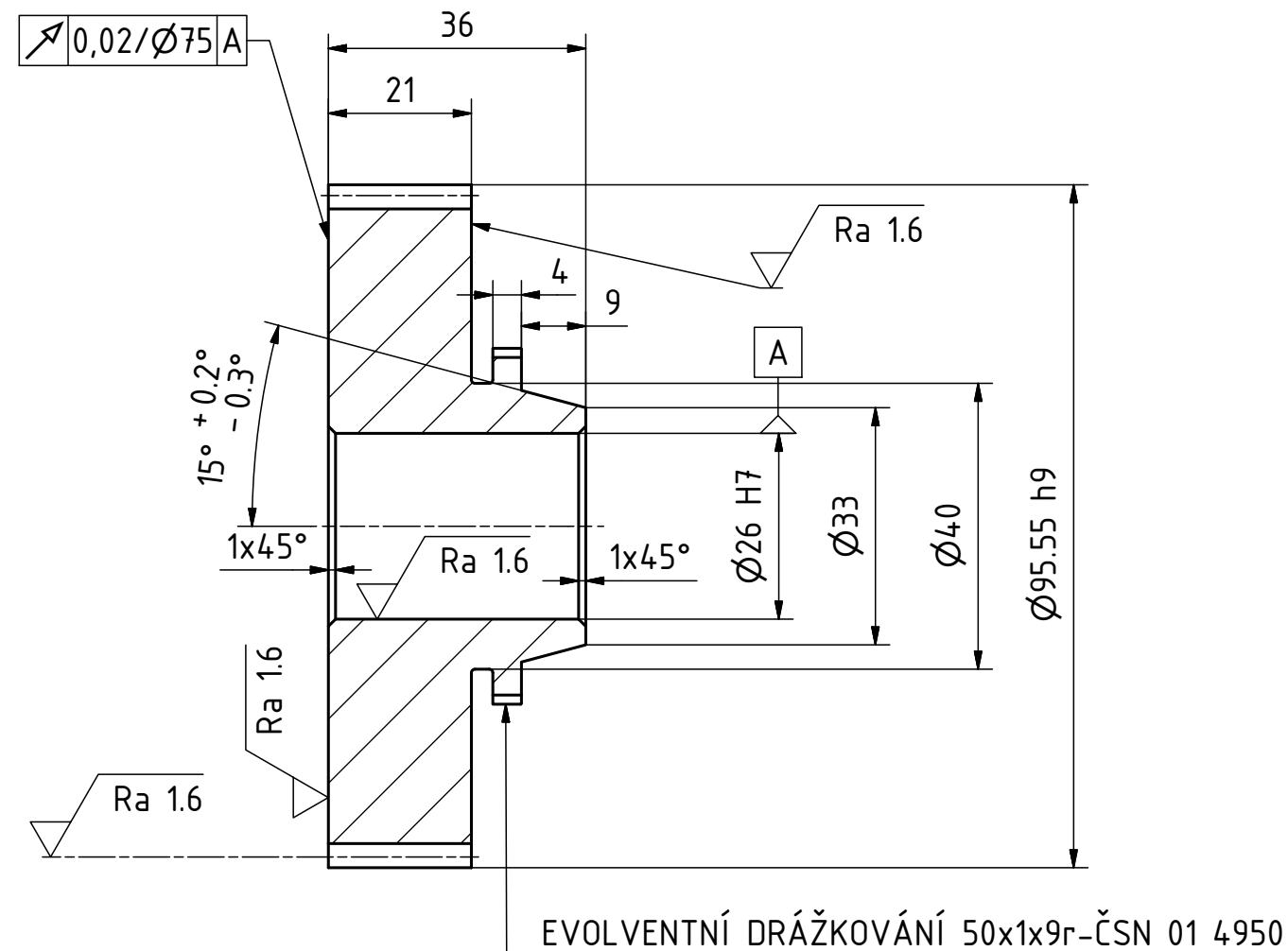
00_LP_PŘ-41

List

1		2		3		4	
A <							

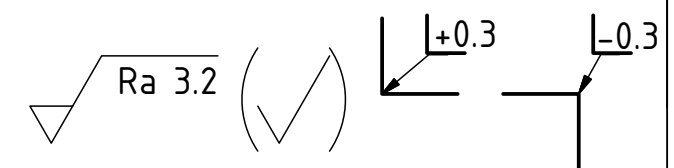
1		2		3		4	
A	47					0	
	46	Válečková ložiska jednořadá typu NU SKF		SKF NUNU 2205 EC		1	
	45	Samojistná šestihranná matice		ISO 7042 - M8		1	
	44	Šroubová zátka		DIN 908 - M16 x 1,5		1	
	43	Podložka		ISO 8738 - 8		1	
B	42	Pojistné kroužky pro otvory		CSN 022931 - 90		1	
	41	Stavěcí šroub s vnitřním šestihranem s plochým kuželovým koncem		CSN 02 1187 - M16 x 1,5 x 20		1	
	40	Podložka		CNS 5194 - 17mm		1	
	39	Metrická matice s šestihranným nákrůžkem		ANSI B18.2.4.4M - M16 x 2		1	
	38	Kuličková ložiska jednořadá s drážkou pro pojistný kroužek SKF		SKF N6305 N		1	
C	37	Kuličková ložiska jednořadá s drážkou pro pojistný kroužek SKF		SKF N6303 N		1	
	36	Kuličková ložiska, jednořadá		SKF6308		1	
	35	Kuličková ložiska, jednořadá		SKF6303		1	
	34	Kuličková ložiska, jednořadá		SKF6207		1	
	33	Čep		ISO 2341 - B - 10 x 28		1	
D	32	Čep		ISO 2341 - B - 8 x 55		1	
	31	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 35 x 45 x 2		2	
	30	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 40 x 50 x 2		1	
	29	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 25 x 36 x 1		1	
	28	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 20 x 28 x 2		2	
E	27	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 17 x 24 x 1		2	
	26	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 10 x 16 x 1,8		1	
	25	Vyrovnávací kroužek		DIN 988 - 8 x 14 x 0,5		3	
	24	Pojistné kroužky pro hřídele		CSN 022930 - 17		2	
	23	Pojistné kroužky pro hřídele		CSN 022930 - 40		1	
F	22	Pojistné kroužky pro hřídele		CSN 022930 - 35		2	
	21	Pojistné kroužky pro hřídele		CSN 022930 - 25		1	
	20	Pojistné kroužky pro hřídele		CSN 022930 - 8		1	
	19	Hřídelová pryžová těsnění s kovovou vložkou - rozměry		CSN 02 9401 - G 45x60x8 - NBR		1	
	POZICE		POPIS		ČÍSLO SOUČÁSTI		KS
Změna		Datum		Index		Podpisy	
Měřítko	Pozn.	Navrhl		Kreslil		L. Lelek	
N		Přezkoušel		Technolog		Typ	
Č.seznamu		Normaliz.		Schválil		čís.výkresu	
Starý výkr.		Datum		13.2.2017		List	
Nový výkr.							



	1	2	3	4																																																																																																																
A																																																																																																																				
B	<table border="1"> <tr><td>74</td><td>Víčko_4</td><td>LP-PŘ-V-74</td><td>1</td></tr> <tr><td>73</td><td>Víčko_3</td><td>LP-PŘ-V-73</td><td>1</td></tr> <tr><td>72</td><td>Víčko_2</td><td>LP-PŘ-V-72</td><td>1</td></tr> <tr><td>71</td><td>Víčko_1</td><td>LP-PŘ-V-71</td><td>1</td></tr> <tr><td>70</td><td>Stírací_kroužek</td><td>LP-PŘ-ST-70</td><td>1</td></tr> <tr><td>69</td><td>Synchronní_spojka</td><td>LP-PŘ-SS-69</td><td>1</td></tr> <tr><td>68</td><td>Řadící_vidlička</td><td>LP-PŘ-ŘV-68</td><td>1</td></tr> <tr><td>67</td><td>Rozpěrka</td><td>LP-PŘ-R-67</td><td>1</td></tr> <tr><td>66</td><td>Převodová_skříň_vrchní</td><td>LP-PŘ-PSV-66</td><td>1</td></tr> <tr><td>65</td><td>Převodová_skříň_spodní</td><td>LP-PŘ-PSS-65</td><td>1</td></tr> <tr><td>64</td><td>Podložka</td><td>LP-PŘ-P-64</td><td>1</td></tr> <tr><td>63</td><td>Pouzdro</td><td>LP-PŘ-P-63</td><td>1</td></tr> <tr><td>62</td><td>CAHB_10_Lineární_aktuátor</td><td>LP-PŘ-LA-62</td><td>1</td></tr> <tr><td>61</td><td>6305_kroužek_ložiska</td><td>LP-PŘ-KL6305-61</td><td>1</td></tr> <tr><td>60</td><td>6303_kroužek_ložiska</td><td>LP-PŘ-KL6303-60</td><td>1</td></tr> <tr><td>59</td><td>Kuželové_ozubené_kolo_2</td><td>LP-PŘ-KK2-59</td><td>1</td></tr> <tr><td>58</td><td>Kuželov_ozubené_kolo_1</td><td>LP-PŘ-KK1-58</td><td>1</td></tr> <tr><td>57</td><td>Hřídel_4</td><td>LP-PŘ-H4-57</td><td>1</td></tr> <tr><td>56</td><td>Hřídel_3</td><td>LP-PŘ-H3-56</td><td>1</td></tr> <tr><td>55</td><td>Hřídel_2</td><td>LP-PŘ-H2-55</td><td>1</td></tr> <tr><td>54</td><td>Hřídel_1</td><td>LP-PŘ-H1-54</td><td>1</td></tr> <tr><td>53</td><td>Držák_aktuátoru</td><td>LP-PŘ-DA-53</td><td>1</td></tr> <tr><td>52</td><td>Čelní_ozubené_kolo_B_2</td><td>LP-PŘ-ČKB2-52</td><td>1</td></tr> <tr><td>51</td><td>Čelní_ozubené_kolo_B_1</td><td>LP-PŘ-ČKB1-51</td><td>1</td></tr> <tr><td>50</td><td>Čelní_ozubené_kolo_A_2</td><td>LP-PŘ-ČKA2-50</td><td>1</td></tr> <tr><td>49</td><td>Čelní_ozubené_kolo_A_1</td><td>LP-PŘ-ČKA1-49</td><td>1</td></tr> <tr><td>48</td><td>Axiální_hřídelové_těsnění</td><td>LP-PŘ-AHT-48</td><td>1</td></tr> <tr> <td>POZICE</td> <td>POPIS</td> <td>ČÍSLO SOUČÁSTI</td> <td>KS</td> </tr> </table>				74	Víčko_4	LP-PŘ-V-74	1	73	Víčko_3	LP-PŘ-V-73	1	72	Víčko_2	LP-PŘ-V-72	1	71	Víčko_1	LP-PŘ-V-71	1	70	Stírací_kroužek	LP-PŘ-ST-70	1	69	Synchronní_spojka	LP-PŘ-SS-69	1	68	Řadící_vidlička	LP-PŘ-ŘV-68	1	67	Rozpěrka	LP-PŘ-R-67	1	66	Převodová_skříň_vrchní	LP-PŘ-PSV-66	1	65	Převodová_skříň_spodní	LP-PŘ-PSS-65	1	64	Podložka	LP-PŘ-P-64	1	63	Pouzdro	LP-PŘ-P-63	1	62	CAHB_10_Lineární_aktuátor	LP-PŘ-LA-62	1	61	6305_kroužek_ložiska	LP-PŘ-KL6305-61	1	60	6303_kroužek_ložiska	LP-PŘ-KL6303-60	1	59	Kuželové_ozubené_kolo_2	LP-PŘ-KK2-59	1	58	Kuželov_ozubené_kolo_1	LP-PŘ-KK1-58	1	57	Hřídel_4	LP-PŘ-H4-57	1	56	Hřídel_3	LP-PŘ-H3-56	1	55	Hřídel_2	LP-PŘ-H2-55	1	54	Hřídel_1	LP-PŘ-H1-54	1	53	Držák_aktuátoru	LP-PŘ-DA-53	1	52	Čelní_ozubené_kolo_B_2	LP-PŘ-ČKB2-52	1	51	Čelní_ozubené_kolo_B_1	LP-PŘ-ČKB1-51	1	50	Čelní_ozubené_kolo_A_2	LP-PŘ-ČKA2-50	1	49	Čelní_ozubené_kolo_A_1	LP-PŘ-ČKA1-49	1	48	Axiální_hřídelové_těsnění	LP-PŘ-AHT-48	1	POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	KS
74	Víčko_4	LP-PŘ-V-74	1																																																																																																																	
73	Víčko_3	LP-PŘ-V-73	1																																																																																																																	
72	Víčko_2	LP-PŘ-V-72	1																																																																																																																	
71	Víčko_1	LP-PŘ-V-71	1																																																																																																																	
70	Stírací_kroužek	LP-PŘ-ST-70	1																																																																																																																	
69	Synchronní_spojka	LP-PŘ-SS-69	1																																																																																																																	
68	Řadící_vidlička	LP-PŘ-ŘV-68	1																																																																																																																	
67	Rozpěrka	LP-PŘ-R-67	1																																																																																																																	
66	Převodová_skříň_vrchní	LP-PŘ-PSV-66	1																																																																																																																	
65	Převodová_skříň_spodní	LP-PŘ-PSS-65	1																																																																																																																	
64	Podložka	LP-PŘ-P-64	1																																																																																																																	
63	Pouzdro	LP-PŘ-P-63	1																																																																																																																	
62	CAHB_10_Lineární_aktuátor	LP-PŘ-LA-62	1																																																																																																																	
61	6305_kroužek_ložiska	LP-PŘ-KL6305-61	1																																																																																																																	
60	6303_kroužek_ložiska	LP-PŘ-KL6303-60	1																																																																																																																	
59	Kuželové_ozubené_kolo_2	LP-PŘ-KK2-59	1																																																																																																																	
58	Kuželov_ozubené_kolo_1	LP-PŘ-KK1-58	1																																																																																																																	
57	Hřídel_4	LP-PŘ-H4-57	1																																																																																																																	
56	Hřídel_3	LP-PŘ-H3-56	1																																																																																																																	
55	Hřídel_2	LP-PŘ-H2-55	1																																																																																																																	
54	Hřídel_1	LP-PŘ-H1-54	1																																																																																																																	
53	Držák_aktuátoru	LP-PŘ-DA-53	1																																																																																																																	
52	Čelní_ozubené_kolo_B_2	LP-PŘ-ČKB2-52	1																																																																																																																	
51	Čelní_ozubené_kolo_B_1	LP-PŘ-ČKB1-51	1																																																																																																																	
50	Čelní_ozubené_kolo_A_2	LP-PŘ-ČKA2-50	1																																																																																																																	
49	Čelní_ozubené_kolo_A_1	LP-PŘ-ČKA1-49	1																																																																																																																	
48	Axiální_hřídelové_těsnění	LP-PŘ-AHT-48	1																																																																																																																	
POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	KS																																																																																																																	
C																																																																																																																				
D																																																																																																																				
E																																																																																																																				
F	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Změna</td> <td>Datum</td> <td>Index</td> <td>Podpisy</td> <td rowspan="4">  <div>TU v Liberci</div> <div>Kusovník_3</div> <div> <div>Název</div> <div>Typ</div> <div>čís.výkresu</div> </div> </td> </tr> <tr> <td>Měřítko</td> <td>Pozn.</td> <td>Navrhl</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>N</td> <td></td> <td>Kreslil</td> <td>L. Lelek</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Přezkoušel</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Č.seznamu</td> <td></td> <td>Technolog</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Č.sestavy</td> <td></td> <td>Normaliz.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Starý_výkr.</td> <td></td> <td>Schválil</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nový_výkr.</td> <td></td> <td>Datum</td> <td>13.2.2017</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				Změna		Datum	Index	Podpisy	 <div>TU v Liberci</div> <div>Kusovník_3</div> <div> <div>Název</div> <div>Typ</div> <div>čís.výkresu</div> </div>	Měřítko	Pozn.	Navrhl			N		Kreslil	L. Lelek				Přezkoušel			Č.seznamu		Technolog				Č.sestavy		Normaliz.				Starý_výkr.		Schválil				Nový_výkr.		Datum	13.2.2017																																																																					
Změna		Datum	Index	Podpisy	 <div>TU v Liberci</div> <div>Kusovník_3</div> <div> <div>Název</div> <div>Typ</div> <div>čís.výkresu</div> </div>																																																																																																															
Měřítko	Pozn.	Navrhl																																																																																																																		
N		Kreslil	L. Lelek																																																																																																																	
		Přezkoušel																																																																																																																		
Č.seznamu		Technolog																																																																																																																		
Č.sestavy		Normaliz.																																																																																																																		
Starý_výkr.		Schválil																																																																																																																		
Nový_výkr.		Datum	13.2.2017																																																																																																																	
	1	2	3	4																																																																																																																

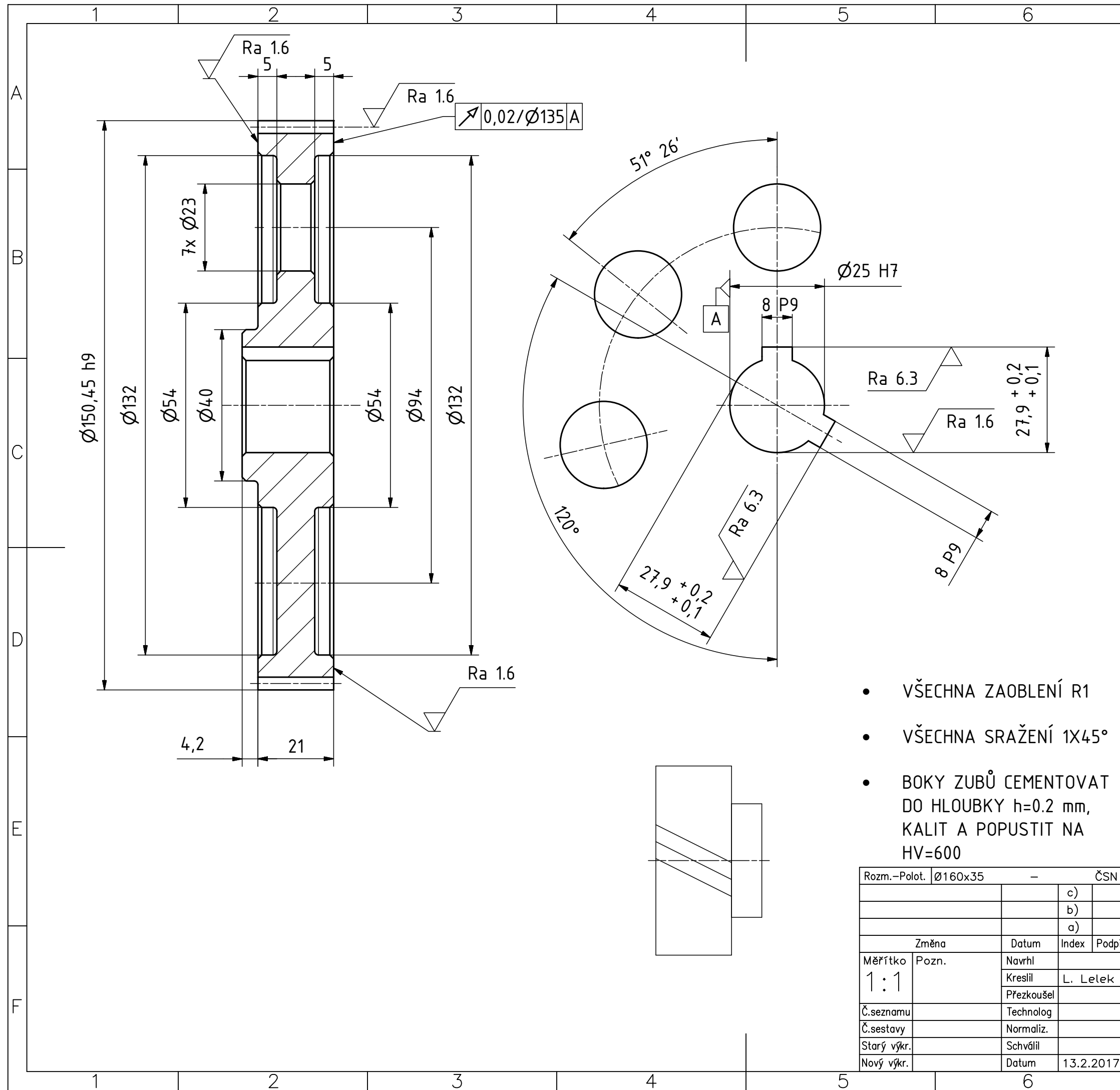


- ČELNÍ HRANY EVOLVENTNÍHO DRÁŽKOVÁNÍ SRAZIT $0,4 \times 45^\circ$
- VŠECHNA ZAOBLENÍ R0.5
- BOKY ZUBŮ CEMENTOVAT DO HLOUBKY $h=0.2$ mm, KALIT A POPUSTIT NA HV=600

Modul		m	1.5
Počet zubů		z	59
Normální základní profil		–	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu		beta	17,01°
Smysl stoup. boční křivky zubu		–	Pravý
Jednotkové posunutí		x	–
Stupeň přesnosti podle		–	6–C ČSN 01 4682
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,035
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,014
	sklonu zubu	Fb	0,011
	vzdálenosti os	fa	± 0.045
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea''s	0,014
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	–0,070
	přes válečky	–	97,654
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	–	LP–PŘ–ČKA2–50
	počet zubů	z	94
	vzdálenost os	a _w	120
Modul		m _t	1,5686
Počet zubů hřebenu, segmentu		z	–
Průměr základní kružnice		d _b	86,495
Průměr roztečné kružnice		d	92,549
Průměr patní kružnice		d _f	88,799
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci		beta _t	15,956
úhel os		Σ	–

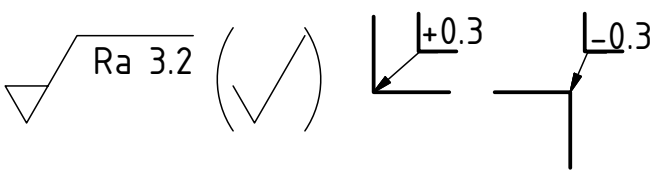


Rozm.–Polot.		Ø100x46		–		ČSN EN 10060				PŘESNOST ISO 2768–mk													
						c)				Mater.		ČSN 12051		Tř. odp.		002		TOLEROVÁNÍ ISO 8015					
						b)				Č. hm.				kg		Hr. hm.				PROMÍTÁNÍ 			
						a)																	
Změna				Datum		Index		Podpisy		 TU v Liberci													
Měřítko		Pozn.		Navrhl						Název													
1:1				Kreslil		L.Lelek				Čelní_oz._kolo_A_1													
				Přezkoušel						Typ													
Č.seznamu				Technolog						Čís.výkresu													
Č.sestavy				Normaliz.						LP–PŘ–ČKA1–49													
Starý výkr.				Schválil						List													
Nový výkr.				Datum		13.2.2017																	

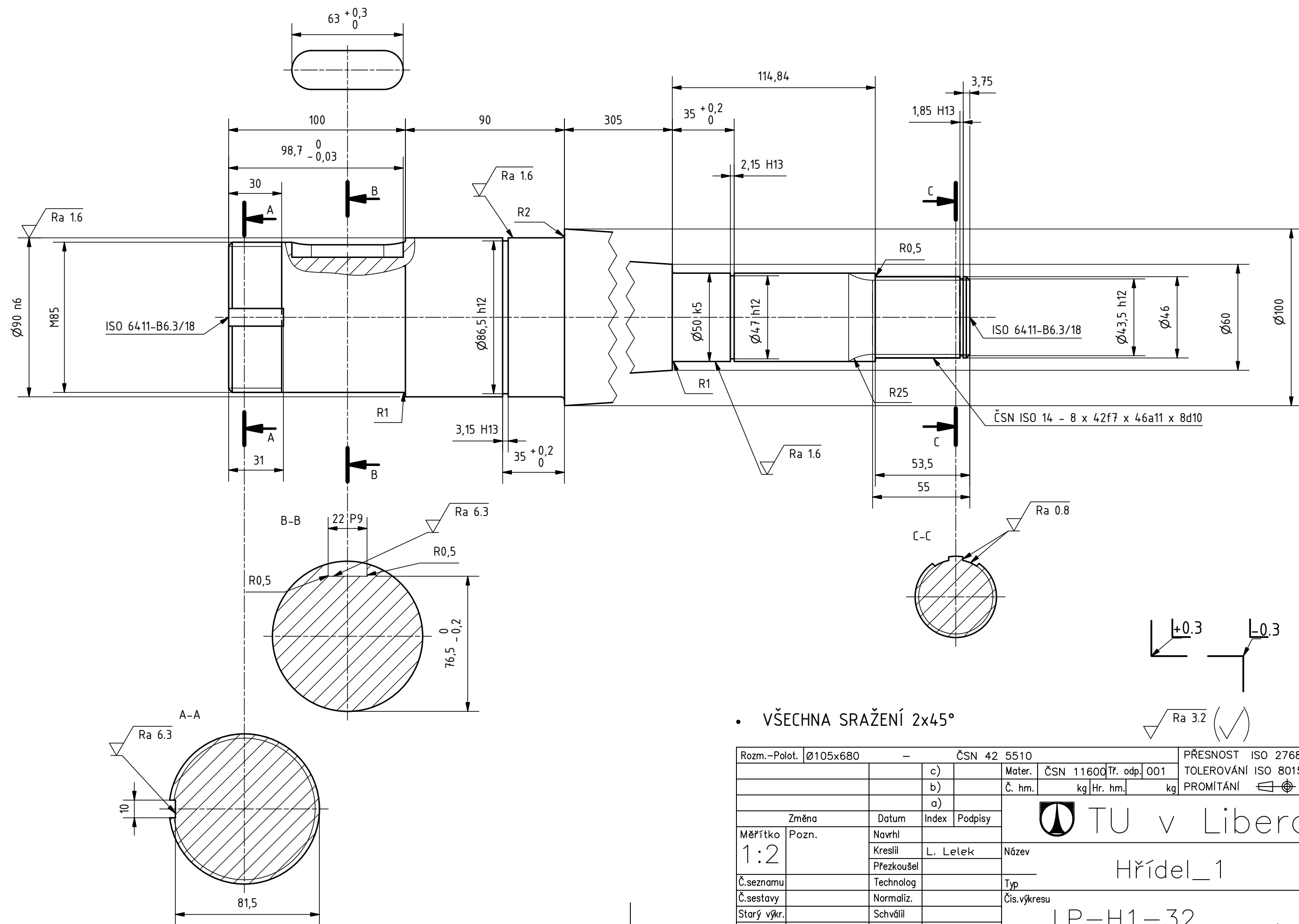


- VŠECHNA ZAOBLLENÍ R1
- VŠECHNA SRAŽENÍ 1X45°
- BOKY ZUBŮ CEMENTOVAT DO HLOUBKY h=0.2 mm, KALIT A POPUSTIT NA HV=600

Modul		m	1.5
Počet zubů		z	94
Normální základní profil		–	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu		beta	17,01°
Smysl stoup. boční křivky zubu		–	LEVÝ
Jednotkové posunutí		x	–
Stupeň přesnosti podle		–	6–C ČSN 01 4682
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,035
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,014
	sklonu zubu	Fb	0,009
	vzdálenosti os	fa	±0,045
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ed''s	0,014
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	–0,070
	přes válečky	–	152,621
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	–	LP–PŘ–ČKA1–49
	počet zubů	z	59
	vzdálenost os	aw	120
Modul		mt	1,5686
Počet zubů hřebenu, segmentu		z	–
Průměr základní kružnice		db	137,806
Průměr roztečné kružnice		d	147,451
Průměr patní kružnice		df	143,701
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci		beta _t	15,956
úhel os		Σ	–

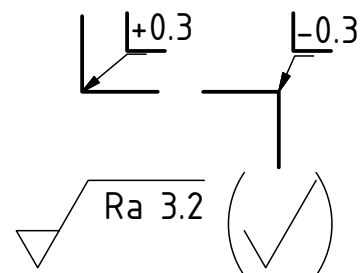
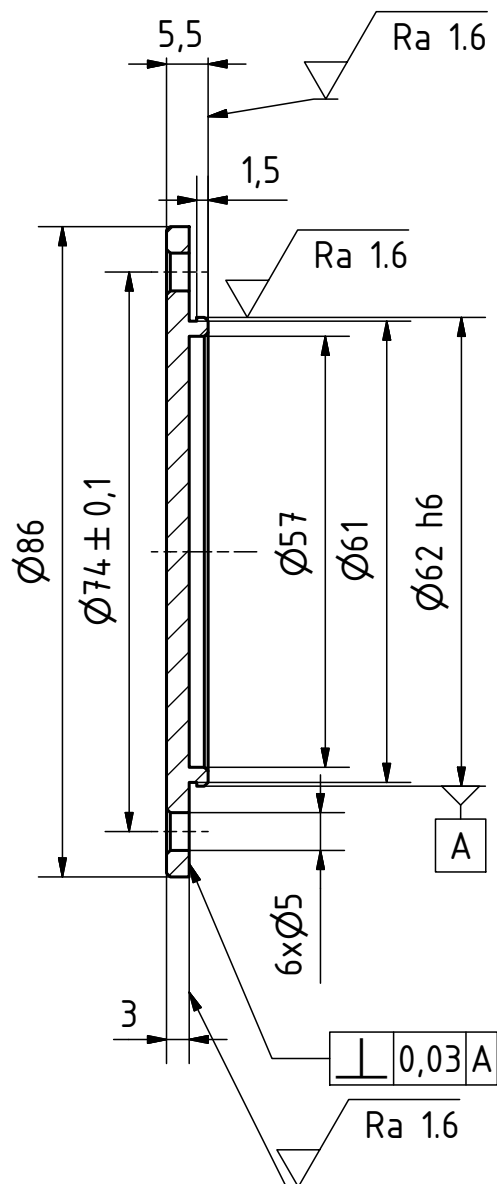


Rozm.–Polot. Ø160x35		–		ČSN EN 10060		PŘESNOST ISO 2768–mk	
				Mater. ČSN 12051		Tolerování ISO 8015	
				Č. hm. kg		Hr. hm. kg	
						PROMÍTÁNÍ	
Změna		Datum		Index		Podpisy	
Měřítko 1:1		Pozn.		Navrhl		Kreslil L. Lelek	
Č.seznamu				Přezkoušel		Název	
Č.sestavy				Technolog		Typ	
Starý výkr.				Normaliz.		Čís.výkresu	
Nový výkr.				Schválil		LP–PŘ–ČKA2–2	
				Datum 13.2.2017		List	




• VŠECHNA SRAŽENÍ 2x45°

Rozm.-Polot.	Ø105x680	-	ČSN 42 5510	PŘESNOST ISO 2768-mK
		c)	Mater.	ČSN 11600 Tr. odp. 001
		b)	Č. hm.	kg Hr. hm. kg
		a)		PROMÍTÁNÍ
Změna	Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci Hřídel_1 LP-H1-32 List
Měřítka	Pozn.	Navrhl		
1:2		Kreslil	L. Lelek	
		Přezkoušel		
Č.seznamu		Technolog		Typ
Č.sestavy		Normaliz.		Čís.výkresu
Starý výkr.		Schválil		
Nový výkr.		Datum	12.3.2017	



VŠECHNA SRAŽENÍ 0.5x45°

Rozm.-Polot. Ø90x10		ČSN EN 755		PŘESNOST ISO 2768-mK	
	c)		Mater. ENAW 6061	Tř. odp.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
	b)		Č. hm.	kg Hr. hm.	PROMÍTÁNÍ
	a)				
Změna	Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci	
Měřítka 1:1	Pozn.	Navrhl	Kreslil L. Lelek		
Č.seznamu		Technolog	Přezkoušel	Víčko_1	
Č.sestavy		Normaliz.			
Starý výkr.		Schválil		LP-PŘ-V-71	
Nový výkr.		Datum 13.2.2017			
				List	